

VŠB - Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra částí a mechanismů strojů

## **Přestavník pro ovládání železniční výměny**

Point Machine for Railway Switch Actuating

Student:

Bc. Jakub Hejda

Vedoucí diplomové práce:

doc. Ing. Jiří Havlík, Ph.D.

Ostrava 2018

# Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Jakub Hejda**

Studijní program: N2301 Strojní inženýrství

Studijní obor: 3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství

Specializace: 40 Konstrukce strojních dílů a skupin

Téma: **Přestavník pro ovládání železniční výměny**  
**Point Machine for Railway Switch Actuating**

Jazyk vypracování: čeština

## Zásady pro vypracování:

V rámci diplomové práce navrhnete přestavník pro ovládání železniční výměny:

1. Čas přestavení 3 s
2. Čas ručního přestavení do 40 s při cca. 60 – 100 ot/min kliky
3. Nastavení přestavné síly od 3000 N do 7000 N
4. Celkový zdvih 170 mm + 80 mm podzávorování.

Konstrukční dokumentace bude obsahovat sestavný výkres a výrobní výkresy určených dílů.

## Seznam doporučené odborné literatury:

BOLEK, A.; KOCHMAN, J. *Části strojů 1*. Praha : SNTL, 1990. 775s. ISBN 80-03-00046-7.

BOLEK, A.; KOCHMAN, J. *Části strojů 2*. Praha : SNTL, 1990. 707s. ISBN 80-03-00426-8.

DEJL, Z. *Konstrukce strojů a zařízení I*. Ostrava : Montanex, 2000, 225 s. ISBN 80-7225-018-3

DRASTÍK, F. *Strojnické tabulky*. Ostrava : Montanex, 1999, 722 s. ISBN 80-85780-95-X

KŘÍŽ, R. *Strojnické tabulky II. Pohony*. Ostrava : Montanex, 1997, 213 s. ISBN 80-85780-51-8

MORAVEC, V.; HAVLÍK, J. *Výpočty a konstrukce strojních dílů*. Ostrava : VŠB-TU Ostrava, 2005, 72 s. ISBN 80-248-0878-1

NĚMČEK, M. *Řešené příklady z částí a mechanismů strojů, spoje*.  
druhé vydání Ostrava : VŠB-TU Ostrava, 2008, 111 s. ISBN 978-80-248-1782-8

*Katalogy ložisek*

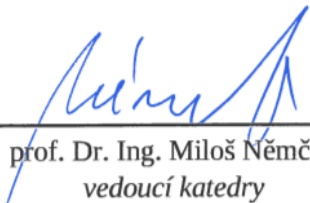
*Firemní literatura*

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.


Vedoucí diplomové práce: **doc. Ing. Jiří Havlík, Ph.D.**

Datum zadání: 08.12.2017

Datum odevzdání: 21.05.2018

  
\_\_\_\_\_  
prof. Dr. Ing. Miloš Němček  
vedoucí katedry



  
\_\_\_\_\_  
doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.  
děkan fakulty

### **Místopřísežné prohlášení studenta**

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě:.....

.....

podpis studenta

Prohlašuji, že:

- jsem si vědom, že na tuto moji závěrečnou diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. Zákon o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (dále jen Autorský zákon), zejména § 35 (Užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů nebo v rámci úředních akcí pořádaných orgány veřejné správy, v rámci školních představení a užití díla školního) a § 60 (Školní dílo),
- беру на ве́домі, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo užít tuto závěrečnou diplomovou práci nekomerčně ke své vnitřní potřebě (§ 35 odst. 3 Autorského zákona),
- bude-li požadováno, jeden výtisk této diplomové práce bude uložen u vedoucího práce,
- s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 Autorského zákona,
- užít toto své dílo, nebo poskytnout licenci k jejímu využití, mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše),
- беру на ве́домі, že – podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů – že tato diplomová práce bude před obhajobou zveřejněna na pracovišti vedoucího práce, a v elektronické podobě uložena a po obhajobě zveřejněna v Ústřední knihovně VŠB-TUO, a to bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě:.....

.....

podpis

Jméno a příjmení autora:

Bc. Jakub Hejda

Adresa trvalého pobytu autora:

Dědinka 4. 783 83 Troubelice

## **PODĚKOVÁNÍ**

Rád bych poděkoval panu doc. Ing. Jiřímu Havlíkovi, Ph.D. za cenné rady, věcné připomínky a vstřícnost při konzultacích a vypracování diplomové práce.

V Ostravě:.....

.....

podpis studenta

## **ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE**

HEJDA, J. *Přestavník pro ovládání železniční výměny: diplomová práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra částí a mechanismů strojů, 2018, 48 s. Vedoucí práce: Havlík, J.

Diplomová práce se zabývá návrhem přestavníku pro ovládání železniční výměny. V úvodu jsou popsány základní části výhybek a vysvětlena jejich funkce. Další část práce pojednává o použití různých druhů přestavníků a závěrů v praxi. Vlastní konstrukční návrh kombinuje několik vlastností běžně používaných přestavníků s vlastním řešením vnitřního závěru. Následuje návrh jednotlivých komponentů na základě zadaných parametrů. Pro jednotlivé namáhané části přestavníku je následně provedena pevnostní kontrola. Výsledkem práce je konstrukční návrh přestavného zařízení včetně zajištění funkce závěru. Závěr práce obsahuje shrnutí dosažených výsledků. Hlavní přílohu tvoří výkresová dokumentace.

## **ANNOTATION OF MASTER THESIS**

HEJDA, J. *Point Machine for Railway Switch Actuating: master thesis*. Ostrava: VSB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Machine Parts and Mechanisms, 2018, 48 p. Thesis head: Havlík, J.

The master thesis deals with the design of a point machine for railway switch actuating. In the introduction part there are described basic parts of railway switches and their function. Next part of the thesis deals with application of various point machines and point locks in practice. The construction design itself combines several commonly used point machines with its own inner point lock design. The following part contains design of each component with specified parameters. The strength examination is made for designed strained parts. The result of the thesis is the construction proposal of the point machine device providing function of inner point lock. Final part of the thesis contains all achieved results. The annex part is mainly composed of the technical drawing documentation.

# OBSAH

## SEZNAM POUŽITÝCH ZNAČEK A SYMBOLŮ

ÚVOD .....	1
1 VÝHYBKA A JEJÍ ČÁSTI.....	2
1.1 Výměníková část.....	3
1.2 Střední část .....	4
1.3 Srdcovková část.....	4
2 ZÁVĚRY .....	5
3 PŘESTAVNÍKY .....	7
4 ZVOLENÉ KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ.....	10
5 KLIKOVÝ MECHANISMUS .....	12
5.1 Návrh rozměrů.....	12
5.2 Výpočet silových účinků .....	13
5.2.1 Závislost polohy kliky na změně tečné síly.....	14
5.3 Kontrola čepu .....	15
6 MALTÉZSKÝ MECHANISMUS .....	17
6.1 Návrh základních parametrů maltézského mechanismu .....	18
6.2 Návrh geometrie maltézského mechanismu.....	19
6.3 Určení závislostí klikového a maltézského mechanismu.....	21
6.4 Určení silových účinků.....	22
6.4.1 Výpočet krouticího momentu na hnacím členu.....	23
6.5 Návrh průměru čepu hnacího členu .....	24
6.6 Uložení maltézského kříže .....	25
6.6.1 Výpočet evolventního drážkování .....	26
6.6.2 Výpočet reakcí na ložiska.....	27
6.6.3 Výpočet ložisek .....	28
7 KUŽELOVÉ SOUKOLÍ A HNACÍ ČLEN .....	29
7.1 Návrh rozměrů kuželového soukolí .....	30
7.2 Výpočet silových účinků v kuželovém soukolí.....	31
7.3 Pevnostní kontrola soukolí.....	32



7.4	Uložení hřídele .....	33
7.5	Silové účinky na uložení hřídele .....	34
7.5.1	Reakce v rovině y - z .....	34
7.5.2	Reakce v rovině x – z .....	35
7.5.3	Určení společné reakce na ložiskách .....	36
7.6	Kontrola ložisek .....	36
7.7	Návrh hřídele hnacího členu .....	37
7.7.1	Návrh průměru hřídele .....	38
7.7.2	Výpočet pera.....	38
7.8	Kontrola hřídele na ohyb.....	39
8	POHON A PŘEVODOVKA.....	40
8.1	Volba převodovky .....	41
8.2	Volba elektromotoru .....	41
8.2.1	Doba ručního přestavení v případě poruchy.....	42
8.3	Regulace momentu .....	43
8.4	Uložení výstupní hřídele převodovky .....	44
9	ZÁVĚR.....	45
	POUŽITÁ LITERATURA.....	46
	SEZNAM PŘÍLOH .....	48

## SEZNAM POUŽITÝCH ZNAČEK A SYMBOLŮ

Symbol	Význam	Jednotka
$a$	vzdálenost mezi ložiskem A a silou $F_t$ (Hnací člen)	mm
$a_1, a_{SKF}$	součinitele SKF pro výpočet trvanlivosti ložiska	-
$a_s$	vzdálenost mezi ložiskem A a B (Maltézský mechanismus)	mm
$b$	vzdálenost mezi ložiskem A a silou $F_{tsmax}$ (Hnací člen)	mm
$b_k$	šířka kuželového kola a pastorku	mm
$b_p$	šířka pera	mm
$b_s$	vzdálenost mezi ložiskem A a silou $F_{omax}$ (MM)	mm
$c$	vzdálenost mezi ložiskem A a B (Hnací člen)	mm
$c_x$	výpočtový parametr geometrie MM	-
$d$	vnitřní průměr ložiska	mm
$d_{\check{c}}$	zvolený průměr čepu hnacího členu	mm
$d'_{\check{c}}$	minimální průměr čepu hnacího členu	mm
$d_{\check{c}k}$	průměr čepu klikového mechanismu	mm
$d_{e1,2}$	vnější roztečný průměr kuželového pastorku a kola	mm
$d_{h\check{c}}$	navržený průměr hřídele hnacího členu	mm
$d_{h\check{c}v}$	výpočtový průměr hřídele hnacího členu	mm
$d_m$	střední průměr ložiska	mm
$d_{m1,2}$	střední roztečný průměr kuželového pastorku a kola	mm
$i_{\check{s}}$	převodový poměr šnekové převodovky	-
$l_{\check{c}1,2,3}$	délky táhel a oka čepu hnacího členu	mm
$l_d$	délka evolventního drážkování	mm
$l_{pz}$	zdvih potřebný k podzávorování	mm
$l_{t1,2}$	délky táhel a oka čepu klikového mechanismu	mm
$m_e$	čelní modul kuželového soukolí	-
$m_h$	hmotnost hnacího členu včetně kuželového kola	kg
$m_s$	hmotnost maltézského kříže	kg
$n_{\check{c}}$	počet čepů hnacího členu	-
$n_k$	požadované rozmezí otáček kliky pro ruční přestavení	$\text{min}^{-1}$
$n_m$	otáčky motoru	$\text{min}^{-1}$
$n_p$	otáčky hnacího členu pro zajištění přestavení za čas $t_p$	$\text{min}^{-1}$
$n_{psk}$	skutečné otáčky hnacího členu po volbě motoru	$\text{min}^{-1}$

$n_{\text{rpmmin}}$	minimální otáčky pro zajištění ručního přestavení	$\text{min}^{-1}$
$n_s$	otáčky maltézského kříže pro zajištění přestavení za čas $t_p$	$\text{min}^{-1}$
$n_{\xi}$	otáčky na výstupu šnekové převodovky	$\text{min}^{-1}$
$p$	exponent trvanlivosti ložiska pro bodový styk	-
$p_{1,2\check{c}}$	vypočítané tlaky na čep klikového mechanismu	MPa
$p_{1p}$	tlak na bok pera	MPa
$p_d$	dovolený tlak	MPa
$r_1$	rameno čepu hnacího členu	mm
$r_2$	vzdálenost středu hnacího členu od středu maltézského kříže	mm
$r_k$	rameno kliky	mm
$r_o$	délka táhla klikového mechanismu	mm
$s_o$	statická bezpečnost ložiska	-
$s_{od}$	dovolená statická bezpečnost ložiska	-
$t$	hloubka drážky pro pero v hřídeli	mm
$t_1$	hloubka drážky pro pero v náboji	mm
$t_p$	požadovaný čas přestavení	s
$t_{psk}$	skutečný čas přestavení	s
$u$	převodový poměr kuželového soukolí	-
$z$	požadovaný zdvih při přestavování	mm
$z_1$	počet zubů kuželového pastorku	-
$z_2$	počet zubů kuželového kola	-"
$B$	šířka ložiska	mm
$C$	základní dynamická únosnost ložiska	kN
$C_o$	základní statická únosnost ložiska	kN
$D$	vnější průměr ložiska	mm
$D_h$	jmenovitý průměr hřídele evolventního drážkování	mm
$F_{1p}$	síla na bok drážky pera	N
$F_a$	axiální síla v ložisku B (hnací člen)	N
$F_{a1,2}$	axiální složka silových účinků v kuželovém soukolí	N
$F_N$	normálová síla kuželového soukolí	N
$F_{nh}$	normálová složka síly hnacího členu	N
$F_o$	osová síla v táhla klikového mechanismu	N
$F_{omax}$	maximální osová síla v táhlu klikového mechanismu	N

$F_p$	požadovaná přestavná síla	N
$F_{r1,2}$	radiální složka silových účinků v kuželovém soukolí	N
$F_t$	tečná složka síly v kuželovém soukolí	N
$F_{th}$	tečná složka síly hnacího členu	N
$F_{tho}$	tečná složka síly hnacího členu v místě nulového momentu	N
$F_{ts}$	tečná síla ve výřezu maltézského mechanismu	N
$F_{tsmax}$	maximální tečná síla ve výřezu MM	N
$F_{tso}$	tečná síla ve výřezu MM v místě nulového momentu	N
$G$	tíha působící na uložení hnacího členu	N
$G_s$	tíha působící na uložení maltézského kříže	N
$L_{10}$	základní trvanlivost ložiska	mil ot
$L_{10h}$	trvanlivost v provozních hodinách	hod
$L_{nm}$	základní trvanlivost ložiska dle SKF	mil ot
$L_{nmh}$	trvanlivost v provozních hodinách dle SKF	hod
$M_{kh}$	krouticí moment na hnacím členu	N · m
$M_{khm}$	skutečný krouticí moment na hnacím členu	N · m
$M_{kho}$	krouticí moment na hnacím členu v uzamčené poloze	N · m
$M_{kp}$	krouticí moment na pastorku kuželového soukolí	N · m
$M_{ks}$	krouticí moment na maltézském kříži	N · m
$M_{ksmax}$	maximální krouticí moment na maltézském kříži	N · m
$M_{omax}$	maximální ohybový moment na čepu táhla klik. mech.	N · m
$M_{očmax}$	maximální ohybový moment na čepu hnacího členu	N · m
$M_{ohmax}$	maximální ohybový moment na hřídeli hnacího členu	N · m
$N$	počet výřezů maltézského kříže	-
$N_r$	reakce na vedení přestavné tyče	N
$P$	ekvivalentní zatížení ložiska	N
$P_m$	potřebný výkon elektromotoru	W
$P_{mš}$	výkon na šnekové převodovce	W
$P_{mz}$	zvolený výkon motoru	W
$P_o$	zatížení ložiska pro určení statické bezpečnosti	N
$P_u$	mezní únavové zatížení ložiska	kN
$R$	reakce na uložení maltézského kříže	N
$R_a$	axiální reakce v podpoře ložiska hnacího členu	N
$R_e$	vnější délka površky roztečného kužele	mm

$R_{rA}$	výsledná radiální reakce v podpoře A hnacího členu	N
$R_{rB}$	výsledná radiální reakce v podpoře B hnacího členu	N
$R_{rxA,B}$	radiální reakce v podpoře hnacího členu v rovině x – z	N
$R_{ryA,B}$	radiální reakce v podpoře hnacího členu v rovině y – z	N
$R_{saA}$	axiální reakce v podpoře A maltézského kříže	N
$R_{srA}$	radiální reakce v podpoře A maltézského kříže	N
$R_{srB}$	radiální reakce v podpoře B maltézského kříže	N
$S_{1p}$	plocha boku drážky pro pero namáhaná tlakem	mm <sup>2</sup>
$S_{č1k,2k}$	průřezy čepu táhla klikového mech. pro kontrolu na tlak	mm <sup>2</sup>
$S_{fmin}$	minimální součinitel bezpečnosti v ohybu kuž. soukolí	-
$S_{hmin}$	minimální součinitel bezpečnosti v dotyku kuž. soukolí	-
$T$	tečná síla táhla klikového mechanismu	N
$T_{max}$	maximální tečná síla táhla klikového mechanismu	N
$W_o$	modul průřezu v ohybu	mm <sup>3</sup>
$W_{oh}$	modul průřezu v ohybu hřídele hnacího členu	mm <sup>3</sup>
$X$	koeficient radiální složky ekvivalentního zatížení ložiska	-
$Y$	koeficient axiální složky ekvivalentního zatížení ložiska	-
$\alpha$	aktuální úhel svírající rameno $r_2$ a $\rho$	°
$\alpha_k$	úhel polohy táhla vůči maltézskému kříži	°
$\alpha_{max}$	maximální úhel natočení maltézského kříže	°
$\alpha_o$	úhel mezi $r_2$ a $\rho$ , ve kterém je mechanismus uzamčen	°
$\alpha_t$	čelní úhel profilu kuželového kola	°
$\beta$	aktuální úhel svírající rameno $r_1$ a $r_2$	°
$\beta_k$	úhel polohy přestavné tyče vůči táhlu klikového mechanismu	°
$\beta_o$	úhel mezi $r_1$ a $r_2$ , ve kterém je mechanismus uzamčen	°
$\delta_{1,2}$	úhel roztečného kužele kuželového pastorku a kola	°
$\eta_c$	součinitel znečištění	-
$\eta_k$	účinnost kuželového převodu	-
$\eta_{šp}$	účinnost šnekového převodu	-
$\kappa$	viskozitní poměr	-
$\nu, \nu_1$	kinematická viskozita	mm <sup>2</sup> · s <sup>-1</sup>
$\rho$	proměnné rameno záběru čepu hnacího členu do výřezu MM	mm
$\Sigma$	úhel vzájemné pozice os kuželového soukolí	°
$\sigma_d$	dovolené napětí v ohybu	MPa

$\sigma_{dh}$	dovolené napětí v ohybu pro hřídel hnacího členu	MPa
$\sigma_{dx}$	dovolené napětí v ohybu se zohledněním rázového zatížení	MPa
$\sigma_{flim}$	mez únavy v ohybu u kuželového soukolí	MPa
$\sigma_{hlim}$	mez únavy v dotyku u kuželového soukolí	MPa
$\sigma_o$	napětí v ohybu	MPa
$\sigma_{oh}$	napětí v ohybu na hřídeli hnacího členu	MPa
$\omega_p$	úhlová rychlost hnacího členu	rad · s <sup>-1</sup>

## ÚVOD

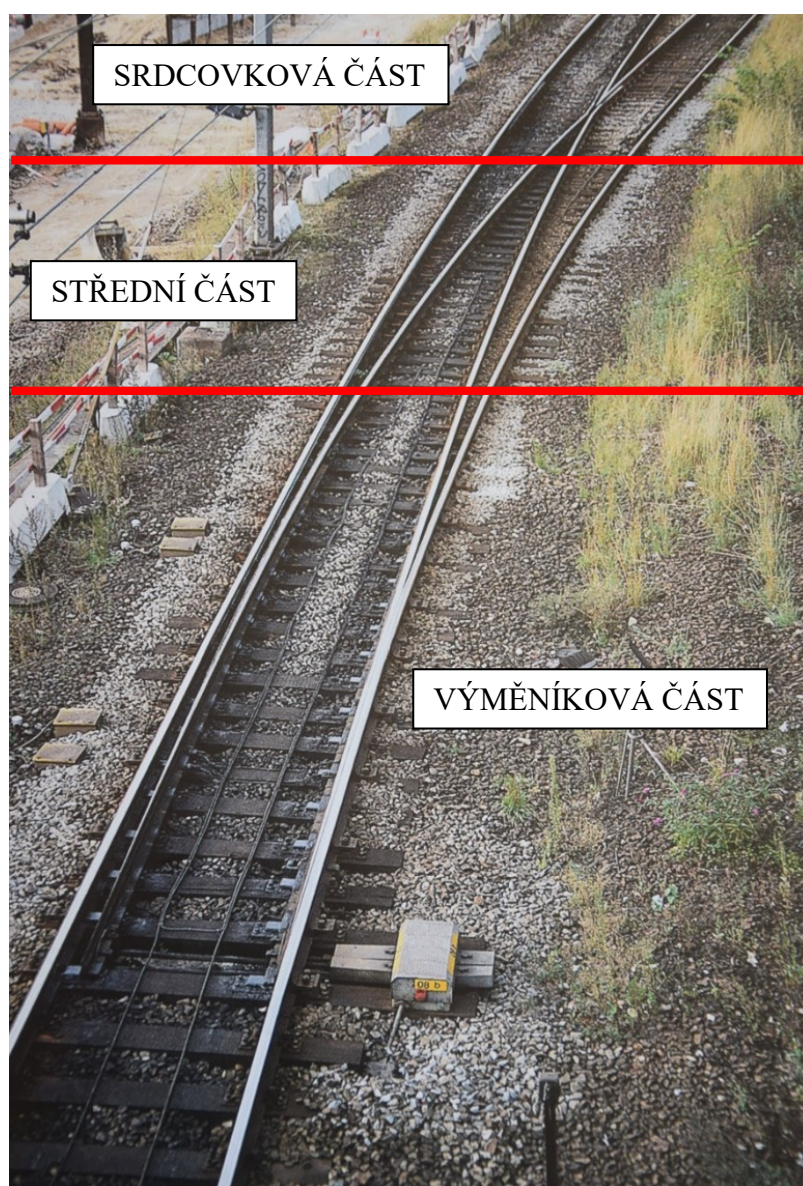
Přestavníky jsou nedílnou součástí kolejové dopravy již od jejího vzniku. Zajišťují přestavení kolejiště tak, aby bylo železničnímu vozidlu umožněno bezpečně změnit směr jízdy. První přestavníky fungovaly pouze na mechanickém principu a manipulace s nimi musela být prováděna ručně. Dnes již existuje velké množství elektromechanických a hydraulických přestavníků, které v mnoha ohledech mechanické přestavníky předčí.

Hlavním principem přestavníku je zajištění pohybu přestavné tyče. Přestavná tyč je připevněna k jazykům výměny (kolejnice s úzkým profilem), které jsou přímočarým pohybem přitlačeny k opornicím (oporná kolejnice, na kterou dosedá profil jazyku). Přestavník musí zajistit dokonalé dosednutí a zároveň musí míru posunutí přestavné tyče snímat pomocí kontrolního ústrojí. Kontrolní ústrojí je jeden z nejdůležitějších bezpečnostních prvků a je proto nedílnou součástí všech přestavníků. Pokud se jazyk dostane do požadované pozice k opornici, je zajištěna jeho poloha pomocí závěru (podzávorování). Závěr zabraňuje vzniku mezery mezi jazykem a opornicí při působení silových účinků od průjezdu vozidla. V případě poruchy musí být možné přestavník ovládat ručně.

Diplomová práce se zabývá návrhem samotného přestavníku železniční výměny. Jedná se o přestavník poháněný elektromotorem. Převodovka přestavníku musí zaručovat samosvornost. Konstrukce rámu přestavníku zajišťuje potřebný prostor pro kontrolní ústrojí a dále vzájemnou polohu jazyku vůči opornici. Je požadován potřebný celkový zdvih přestavné tyče  $z = 170 \text{ mm} + 80 \text{ mm}$  podzávorování. Celé přestavení musí být provedeno v čase  $t_p = 3 \text{ s}$ . V případě poruchy je nutné zaručit možnost ručního přestavení, a to za maximální čas  $t_{rp} = 40 \text{ s}$  při  $n_k = 60 \div 100$  otáčkách kliky. Při samotném přestavování musí být zajištěna nastavitelná síla  $F_p$  v rozmezí  $3000 \div 7000 \text{ N}$ . K práci je dle zadání zpracován výkres sestavy celého přestavníku a výrobní výkres hřídele hnacího členu.

## 1 VÝHYBK A JEJÍ ČÁSTI

Výhybka je zařízení, které umožňuje vozidlu železniční dopravy změnit směr jízdy bez potřeby zastavení. Zároveň zajišťuje jeho nesení a vedení po celou dobu změny směru mezi různě se rozvíjejícími nebo křížícími se kolejemi. Výhybka navíc musí zajistit velmi vysokou bezpečnost a eliminovat chybovost na minimum. Nejběžnějším typem výhybky je výhybka jednoduchá, kdy je jedna směrová větev přímá a druhá v oblouku viz obrázek 1.2. Celá výhybková část kolejiště se dělí na tři hlavní části. Výměňíkovou část, střední část a srdcovkovou část viz obrázek 1.1. Střední a srdcovková část zůstaly během let existence kolejové dopravy téměř nezměněny. Výměňíková část je ovšem neustále předmětem inovací a úprav [8].



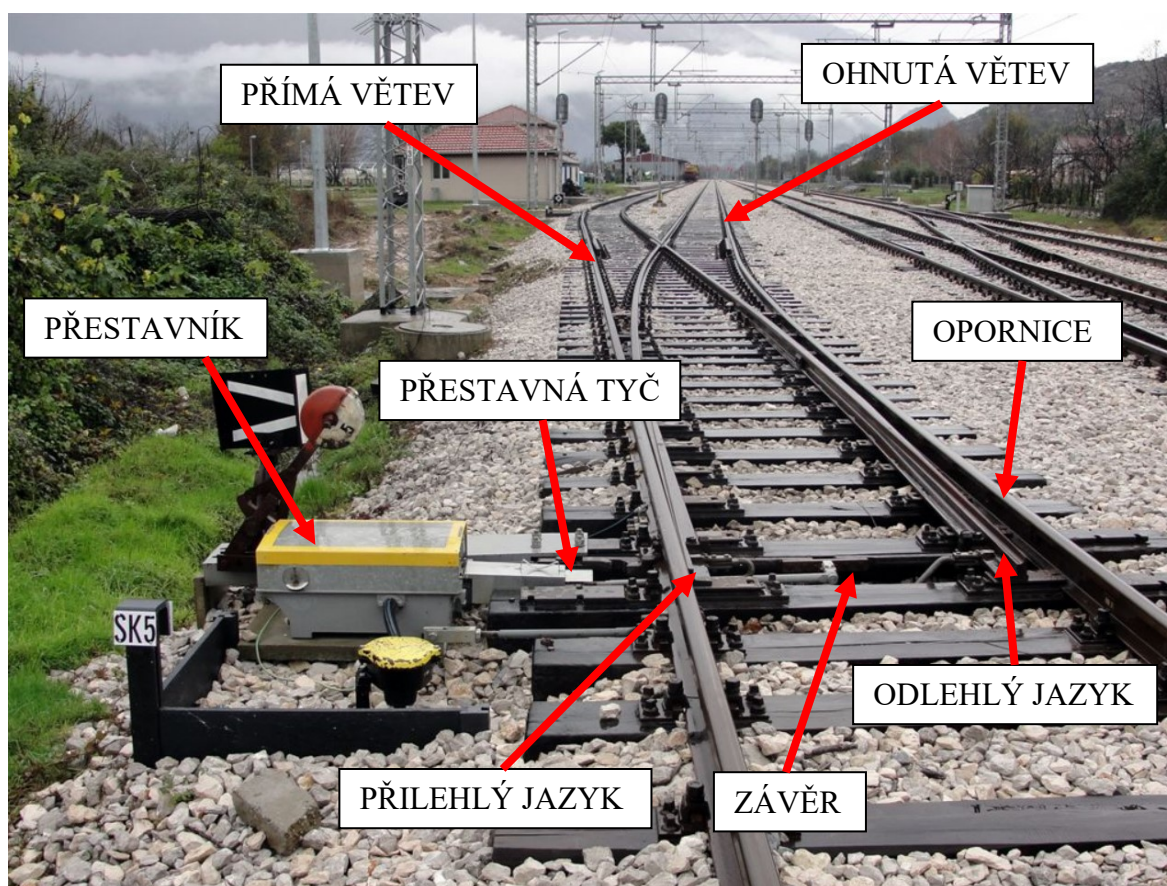
*Obr. 1.1 – Hlavní části výhybky [7]*



## 1.1 Výměňíková část

Výměňa je část výhybky, ve které se rozděluje kolej do dvou větví. Mezi její hlavní části patří opornice, jazyky, spojovací tyče, kluzné stoličky, výměňové závěry a jazykové opěrky.

Opornice je kolej normálního průřezu. Je v ní vytvořeno děrování sloužící k připojení opornicových a jazykových opěrek. Jazyky a jejich výškové opracování zajišťují plynulý přechod kola z opornice na jazyk. Opracování jazyka v místě přechodu nesmí být příliš úzké, aby nedošlo k nadměrnému opotřebení jeho profilu. V opačném případě opracování jazyka mohou vznikat nadměrné rázy. Jazyky jsou nejvíce namáhané součásti výhybky, proto je pro jejich výrobu použita kvalitnější ocel. Spojovací tyče spojují jazyky a přestavné ústrojí. Zároveň mohou sloužit jako pojistné tyče kontrolního ústrojí a mohou být napojeny přímo na závěry [8].



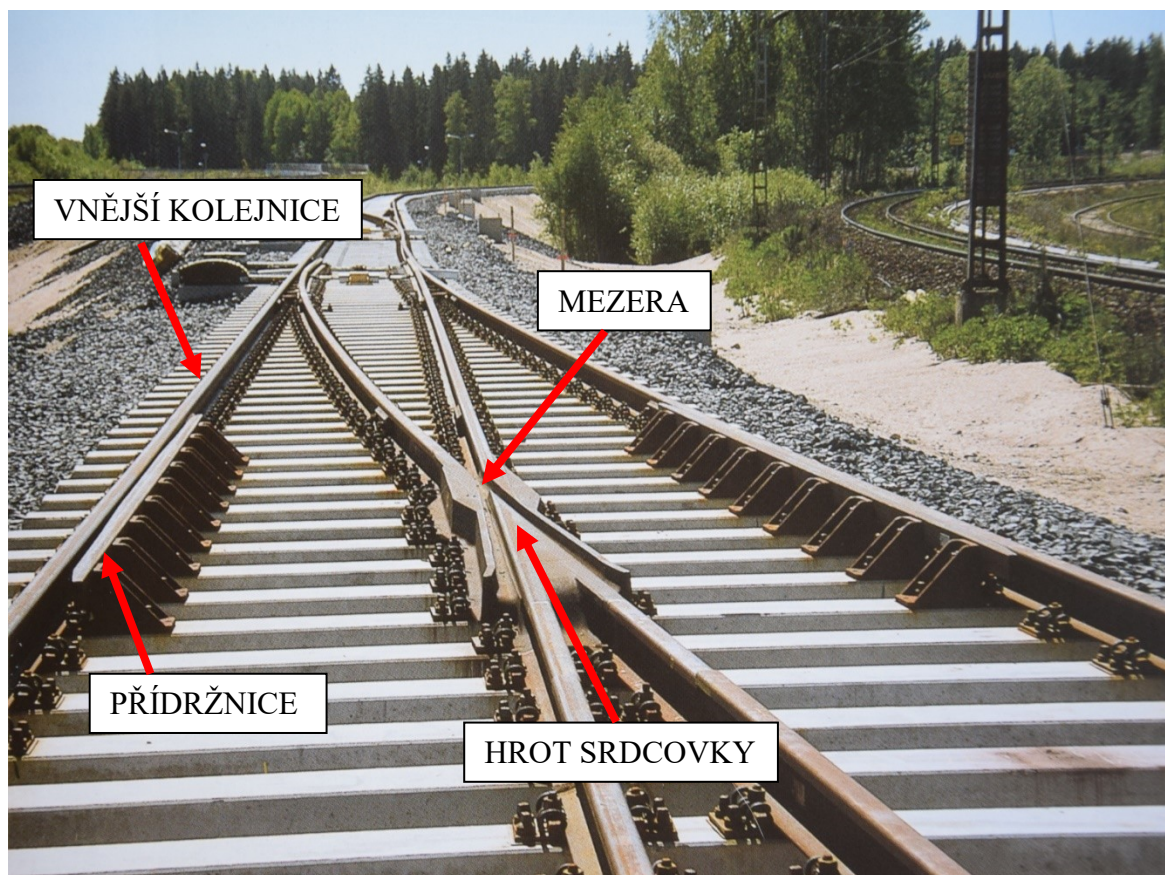
Obr. 1.2 – Výměňíková část výhybky [23]

## 1.2 Střední část

Tvoří spojení mezi výměníkovou a srdcovkovou částí. Jazyky se sbíhají směrem k hrotu srdcovky a opornice se rozbíhají ve směru rozvětvení koleje [8].

## 1.3 Srdcovková část

Srdcovka zajišťuje křížení hran kolejnic a tím definitivně odděluje směry kolejí. Okolek vozidla při kontaktu se srdcovkou nejprve přejíždí mezeru. Pro zabránění nárazu je druhé kolo téhož dvojkolí vedeno přídržnicí, která zajistí jeho stálou polohu vůči vnější kolejnici. Pro kvalitnější přechod okolků existují srdcovky s pohyblivými hroty. Díky pohyblivým hrotům není dále potřeba přídržnic [8]. Na obrázku 1.3 jsou znázorněny základní části srdcovky.

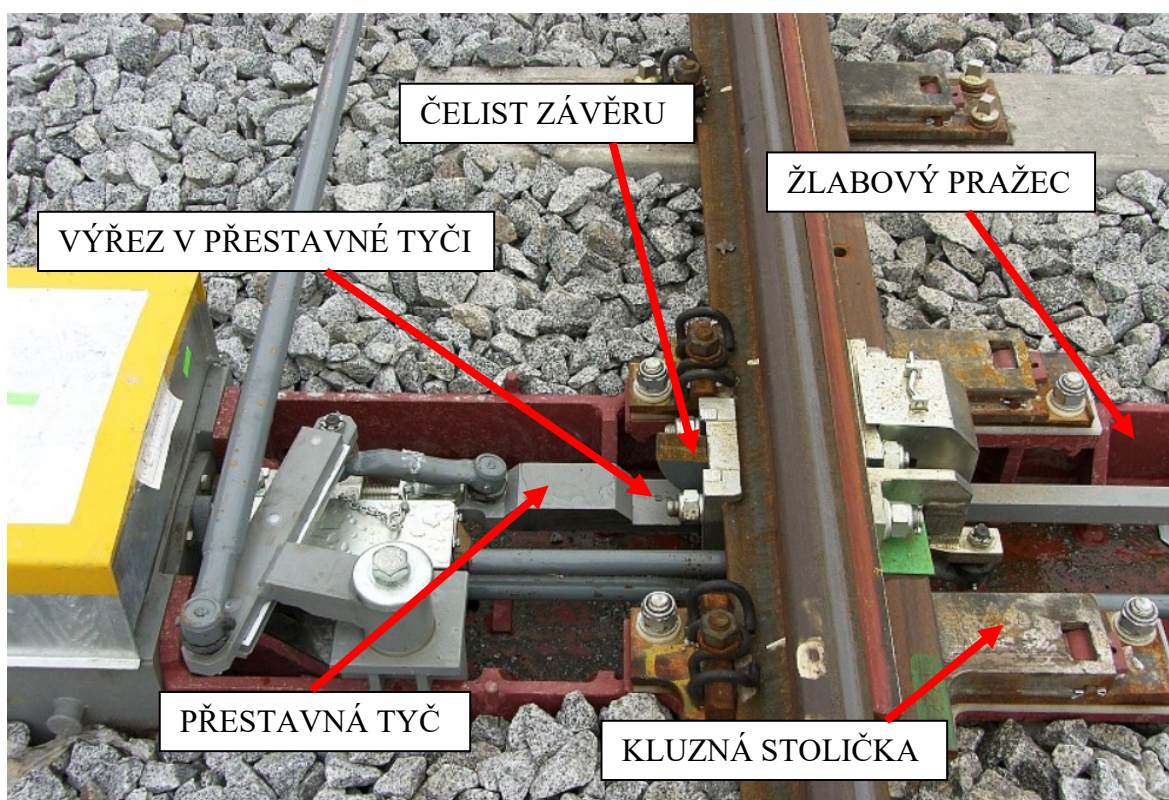


Obr. 1.3 – Srdcovková část výhybky [7]



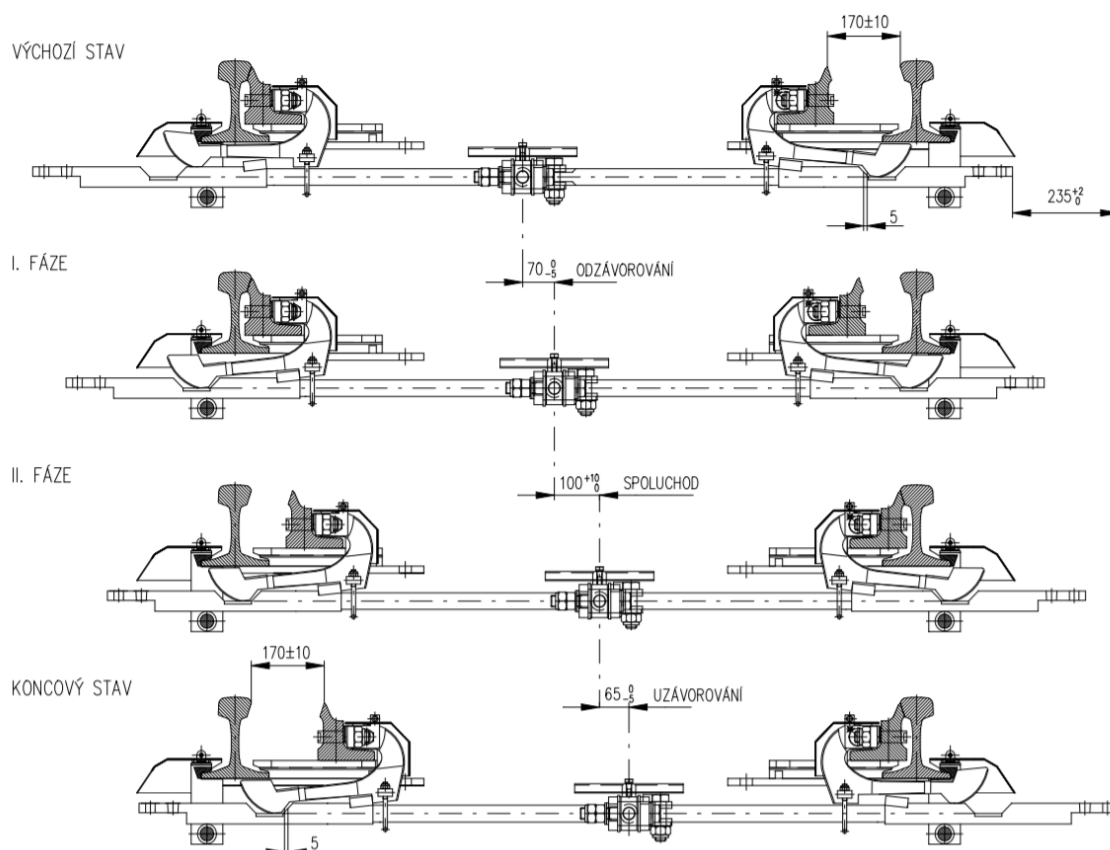
## 2 ZÁVĚRY

Závěry zajišťují dokonalé přitlačení jazyků k opornicím. Zároveň zajišťují správné odsunutí jazyka od opornice. Existuje několik druhů běžně používaných mechanických závěrů. Mezi nepoužívanější závěry patří závěr čelistový viz obrázek 2.1. Dalším používaným závěrem je závěr rybinový, který je velmi podobný čelistovému. Hlavním rozdílem je situování závěrného háku v horizontální rovině. Dnes již nejméně používaným je závěr hákový [18]. Mechanismus závěrů společně s přestavným celkem mohou být částečně zabudovány v zemi pod železničním svrškem. Tohoto provedení je docíleno použitím žlabových pražců [8], které tvoří dutinu pro všechny součásti závěru viz obrázek 2.1. Mezi další typy závěrů patří například závěr elektromagnetický. U některých druhů přestavníků (kapitola 3) mohou být závěry součástí mechanismu přestavníku. Tyto závěry se nazývají vnitřní.



Obr. 2.1 – Závěr a jeho části [7]

Na obrázku 2.1 je znázorněn průběh podzávorování pro čelistový závěr VZ 200, který je rozšířený po celé České republice. V 1. fázi se přestavná tyč posune a čelist závěru zaklesne do výřezu, tím dojde k odjištění (odzávorování). V 2. fázi se přestavná tyč posune společně s čelistmi závěru až do koncové polohy, ve které se jazyk dotýká opornice (spoluchod). V koncovém stavu je čelist podsunuta pod opěrnou kolejnici a pohybem přestavné tyče vyzdvihnuta z výřezu (uzávorování). Jazyk je tak zajištěn proti pohybu [11].

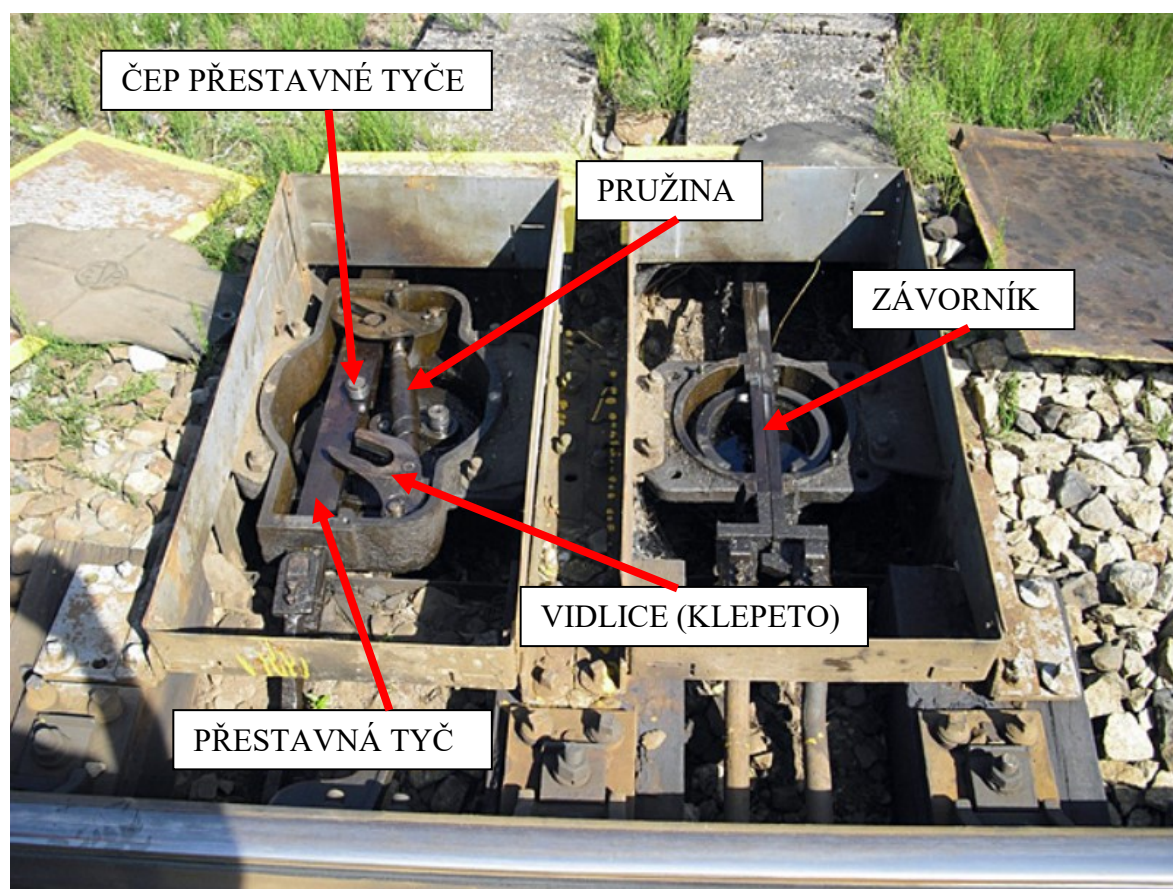


Obr. 2.2 – Princip závorování čelistového závěru [11]

### 3 PŘESTAVNÍKY

Přestavník pohybuje přestavnou tyčí a tím i samotnými jazyky. Slouží zároveň k trvalé kontrole jejich koncové polohy. Bývá zpravidla umístěn v ochranné skříni. Přestavníky mohou tvořit skupiny, které jsou ovládány stejným ovládacím prvkem. Každý přestavník musí být vybaven přídatnou výstupní hřídelí pro možnost ručního přestavení v případě poruchy. Přestavníky se dělí na mechanické, elektromotorické a hydraulické. Mechanické přestavníky se v dnešní době používají již výjimečně u starších typů výhybek. Nejpoužívanějšími jsou přestavníky elektromotorické, které se skládají z elektromotoru, převodovky, kontrolního ústrojí a mechanismu převádějícího rotační pohyb motoru na posuvný pohyb přestavné tyče. Přestavník navíc obsahuje spojku pro možnost regulace přestavné síly a zamezení přetížení zařízení v případě výskytu překážky v kolejišti [16].

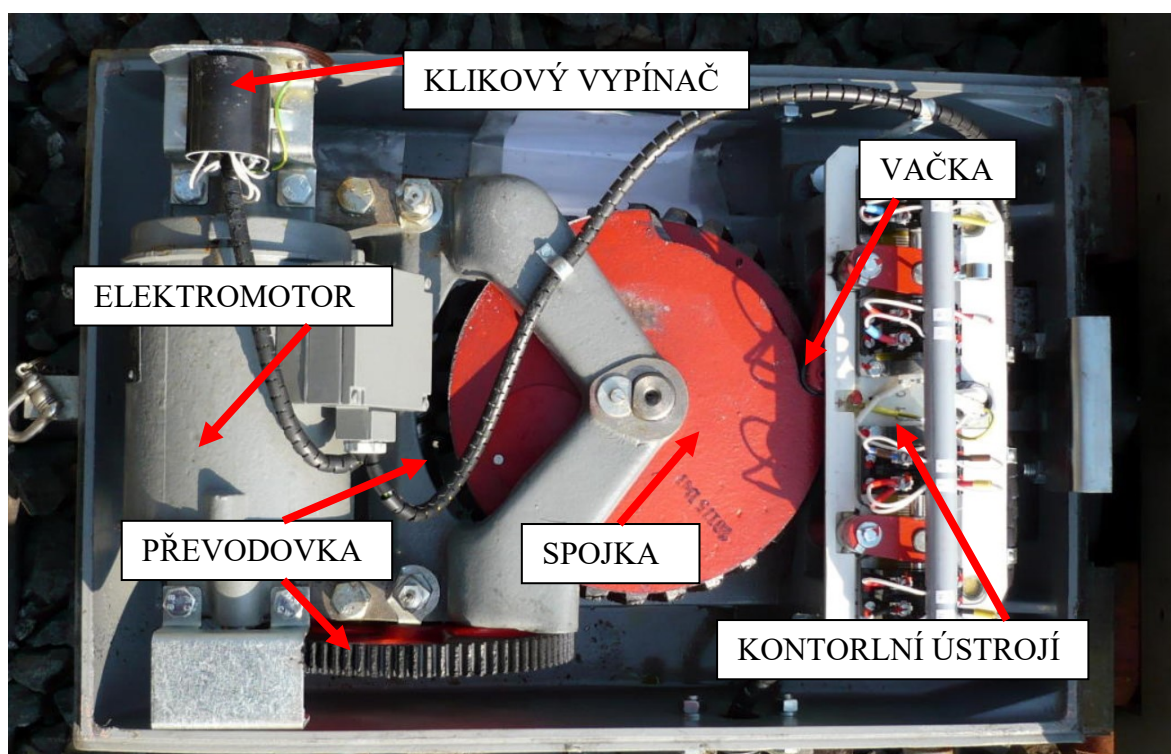
Na obrázku 2.3 je mechanický přestavník s pružinou, který zajišťuje polohu přestavné tyče pomocí vnitřního závěru. V tomto případě se jedná o takzvaná klepeta. Čepy umístěné na přestavné tyči při pohybu zabírají do klepet, která zajišťují funkci závěru. Přitlačnou sílu lze regulovat pomocí pružin. U mechanických přestavníků se poloha přestavné tyče kontroluje pomocí závorníků [17].



Obr. 3.1 – Mechanický přestavník s pružinou [17]



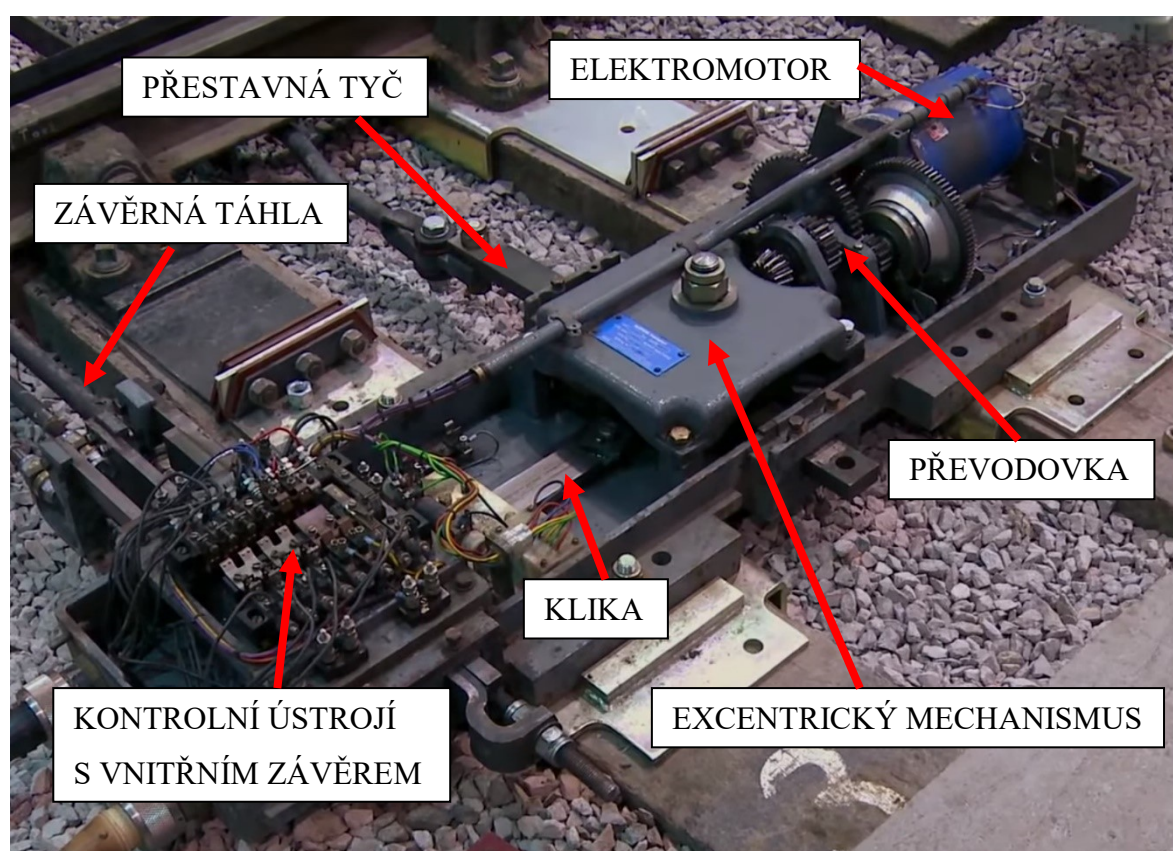
Jedním z nejpoužívanějších přestavníků v celé České republice je přestavník společnosti AŽD typ EP 600 viz obrázek 3.2. Jedná se o elektromotorický přestavník vyznačující se velmi výhodnými vlastnostmi pro použití v železničním prostředí. Přestavník neobsahuje vnitřní závěr. Skládá se z elektromotoru, převodovky, spojky, kontrolního (kontaktového) ústrojí a klikového vypínače pro případ ručního přestavení. Spojka se skládá ze závěrného kotouče, výtlačného kotouče a šnekového kola. Kontrolní ústrojí obsahuje vačky, které se odvalují po závěrném kotouči a kontrolují tak aktuální polohu přestavníku. Posuvný pohyb přestavné tyče je zajištěn pomocí ozubeného hřebenu ve spodní části přestavníku [16].



*Obr. 3.2 – Elektromotorický přestavník EP 600 [16]*

Mezi další hojně používaný typ přestavníku společnosti AŽD patří přestavník EPK 600 s kuličkovým šroubem [12]. Obsahuje kontrolní ústrojí na podobném principu jako přestavník EP 600. Upevnění přestavníku lze provést použitím žlabových pražců, nebo pomocí kloubové připevňovací soupravy viz příloha A.

Mezi elektromotorické přestavníky rozšířené například ve Velké Británii nebo USA patří typ HW 2000 od firmy ALSTOM viz obrázek 3.3. Přestavník se vyznačuje svými většími rozměry, než je tomu u typu EP 600. Skládá se z elektromotoru, převodovky, kuželového soukolí a excentrického mechanismu, jehož čep pohybuje kulisou. Kulisa je součástí přestavné tyče. Kontrolu polohy přestavné tyče zajišťuje klika, která při pohybu spíná čidla kontrolního ústrojí a pohybuje závěrnými táhly. Kontrolní ústrojí zajistí uzamčení kliky a závěrných táhel v konečných polohách. Závěrná táhla jsou přímo spojena s jazyky. Jedná se o přestavník s vnitřním závěrem [15]. Další velmi rozšířené jsou například přestavníky Siemens, Bombardier nebo SPX. Existují také komplety přestavníků se závěry uloženými společně ve žlabových pražcích.

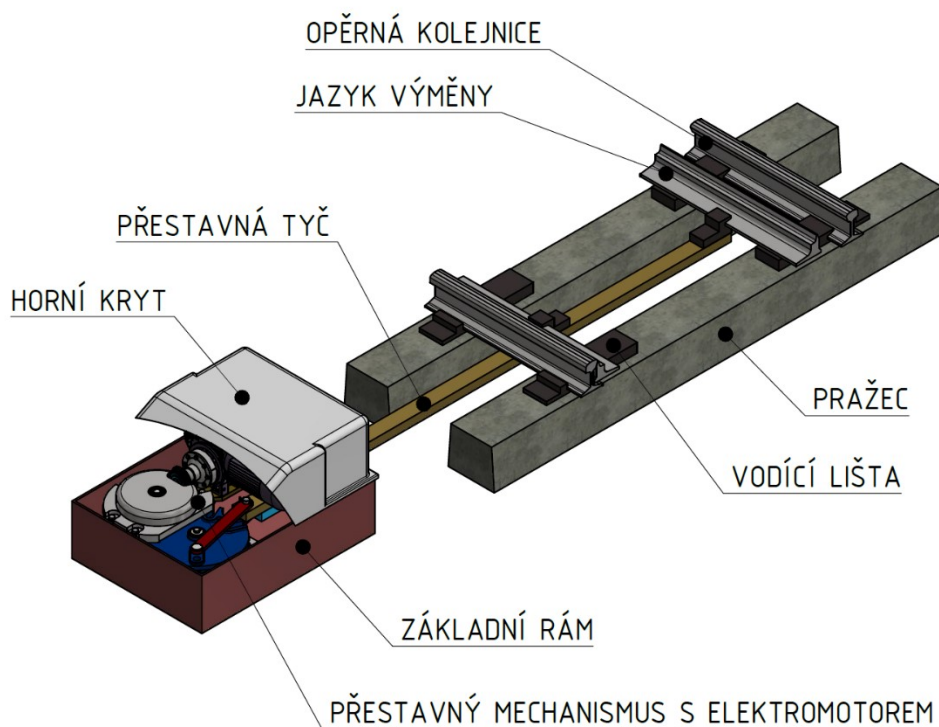


*Obr. 3.3 – Elektromotorický přestavník HW 2000 [15]*

#### 4 ZVOLENÉ KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ

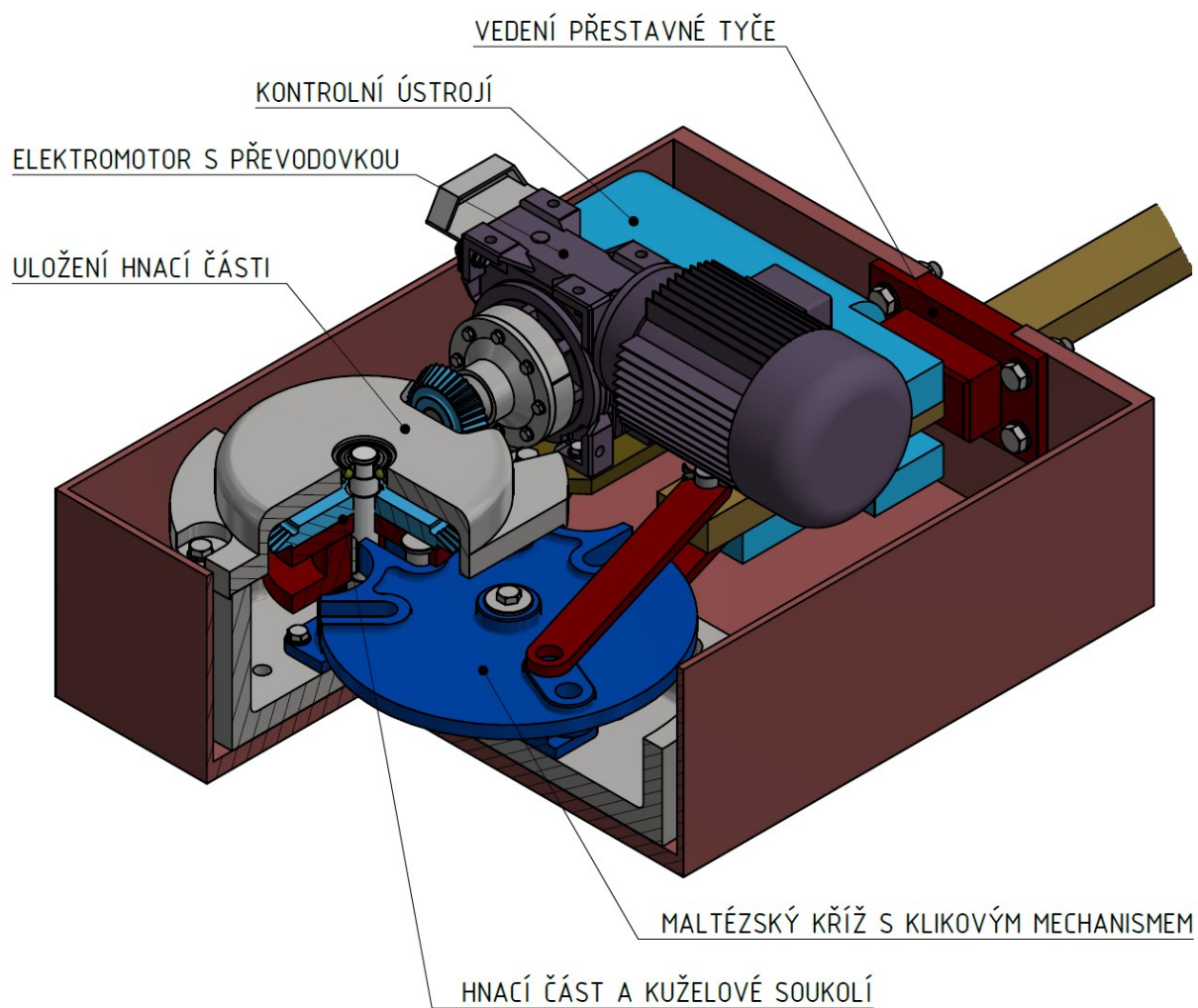
Řešením je elektromotorický přestavník, který je poháněn elektromotorem se šnekovou převodovkou. Šneková převodovka zajišťuje samosvornost celého zařízení. Pomocí kuželového soukolí je krouticí moment převeden na hnací kolo maltézského mechanismu. Ten zajišťuje uzamčení celého systému v krajních polohách při přestavování, jedná se proto o přestavník s vnitřním závěrem. Díky tomu může plně nahradit funkci vnějších závěrů se zajištěním polohy. Potřebný zdvih při přestavení je z toho důvodu ve výpočtu uvažován bez podzávorování. Přestavná síla je v tomto případě uvažována i jako síla přídržná. Tato síla musí být zajištěna po celou dobu přestavování a následného setrvání v krajních polohách mechanismu. Mechanismus lze přestavovat do polohy X a Z podle krajních pozic přestavné tyče. Dále existuje poloha Y, ve které se přestavná tyč nachází v polovině zdvihu viz obr. 4.3. Na maltézský mechanismus je připevněna klika, která vykonává přímočarý pohyb přestavné tyče a tím pohybuje jazyky směrem k opěrným kolejnicím. Přestavný mechanismus je uložen ve skříni, která je vložena do základního rámu společně s elektropřevodovkou a kontrolním ústrojím. Základní rám je částečně zabudován v zemi.

Kontrolní ústrojí a výměňková část kolejiště jsou zobrazeny pouze schematicky a nejsou součástí řešení. Na obrázku 4.1 je zobrazen celý přestavný systém, včetně výřezu části kolejiště. Na obrázku 4.2 je zobrazen detailnější pohled na samotný přestavník.

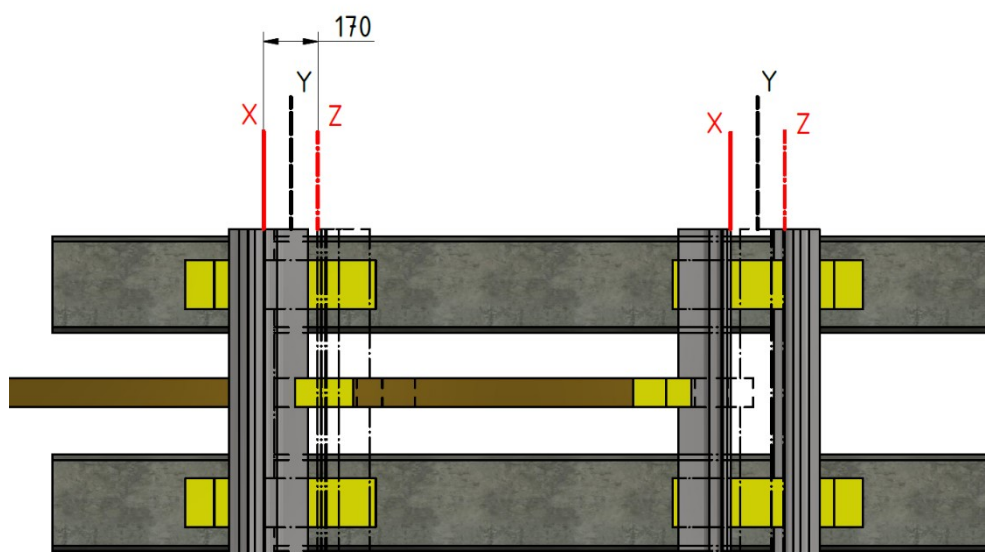


*Obr. 4.1 – Konstrukční řešení přestavného systému*





Obr. 4.2 – Detailní zobrazení přestavníku



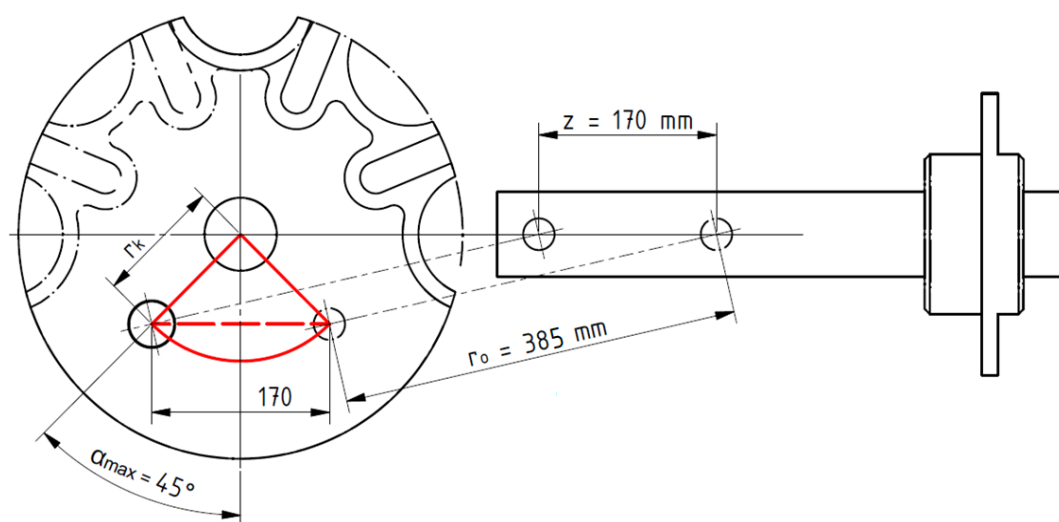
Obr. 4.3 – Krajní pozice a polohy přestavníku

## 5 KLIKOVÝ MECHANISMUS

Klikový mechanismus zajišťuje posuvný pohyb přestavných jazyků výměny. Klikovou hřídel v tomto případě nahrazuje maltézský kříž a vykonává rotační pohyb pouze v rozmezí několika stupňů, nikoliv celých otáček. Funkci „křížáku“ zajišťuje vedení přestavné tyče (dále jen PT) v základním rámu společně s kontrolním ústrojím [1].

### 5.1 Návrh rozměrů

Rozměry klikového mechanismu byly určeny v závislosti na rozměrech maltézského kříže (kapitola 6.1 a 6.3) a na požadovaném zdvihu PT. Vedení PT je připevněno k samotnému hlavnímu rámu přestavníku. Ojnice je tvořena dvěma totožnými profily, které jsou uloženy pomocí čepů. PT je vedena pod elektromotorem pro docílení menších rozměrů celého přestavníku. Na obrázku 5.1 jsou zobrazeny základní rozměry.



Obr. 5.1 – Základní rozměry klikového mechanismu

Z konstrukčních důvodů bylo zvoleno rameno  $r_o = 385 \text{ mm}$ .

Maximální úhel  $\alpha_{max}$  byl zvolen s ohledem na navrženou geometrii maltézského kříže (kapitola 6.3).

Výpočet ramena kliky  $r_k$ .

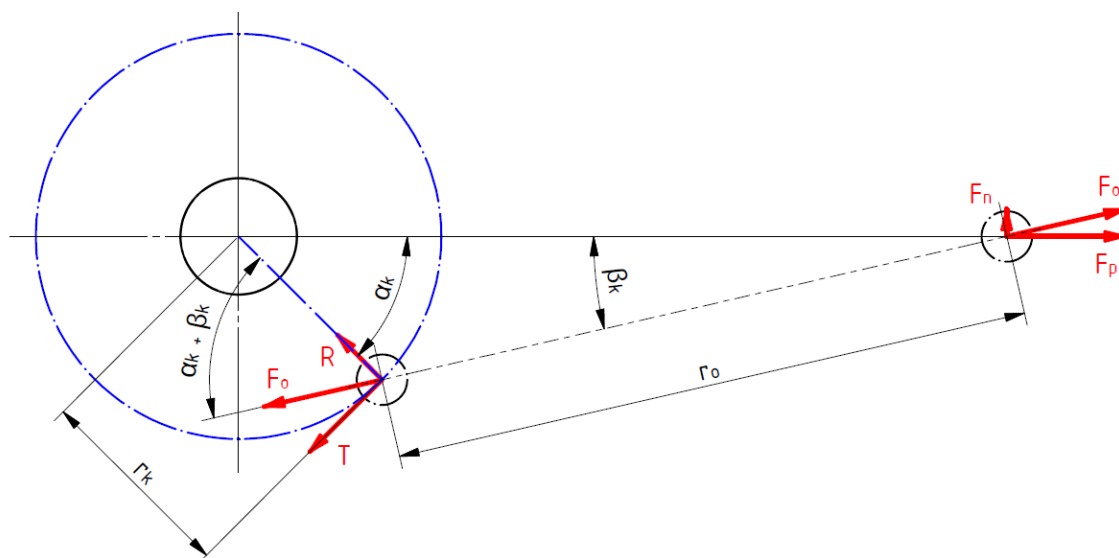
$$r_k = \frac{\frac{z}{2}}{\sin \alpha_{max}} = \frac{\frac{170}{2}}{\sin 45} = 120,21 \text{ mm} \quad (5.1)$$

Velikost otáček potřebných k přestavení v požadovaném čase [9]

$$n_s = \frac{\frac{2 \cdot \alpha_{max}}{360}}{t_p} \cdot 60 = \frac{\frac{2 \cdot 45}{360}}{3} \cdot 60 = 5 \text{ min}^{-1} \quad (5.2)$$

## 5.2 Výpočet silových účinků

Výpočet byl proveden s ohledem na požadovanou sílu  $F_p$  při přestavování. Síla  $F_o$  je síla působící v ose táhla (5.4). Síla  $T$  působí tečně na maltézský kříž a mění svoji velikost v závislosti na poloze kliky (5.6) [1]. Ostatní silové účinky na klikový mechanismus viz obr. 5.2, na kterém se přestavník nachází v poloze Z.



Obr. 5.2 – Silové účinky na klikovém mechanismu

Výpočet úhlu beta

$$\beta_k = \sin^{-1} \left( \frac{\sin \alpha_k \cdot r_k}{r_o} \right) = \sin^{-1} \left( \frac{\sin 45 \cdot 120,21}{385} \right) = 12,755^\circ \quad (5.3)$$

Výpočet osově síly  $F_o$

$$F_o = \frac{F_p}{\cos \beta_k} = \frac{7000}{\cos 12,755} = 7\,177,1 \text{ N} \quad (5.4)$$

Výpočet reakce na vedení PT

$$N_r = F_p \cdot \tan \beta_k = 7000 \cdot \tan 12,755 = 1\,584,6 \text{ N} \quad (5.5)$$

Tečná síla  $T$

$$T = F_o \cdot \sin(\alpha_k + \beta_k) = 7177,1 \cdot \sin(45 + 12,755) = 6\,070,2 \text{ N} \quad (5.6)$$

Reakce na uložení maltézského kříže  $R$

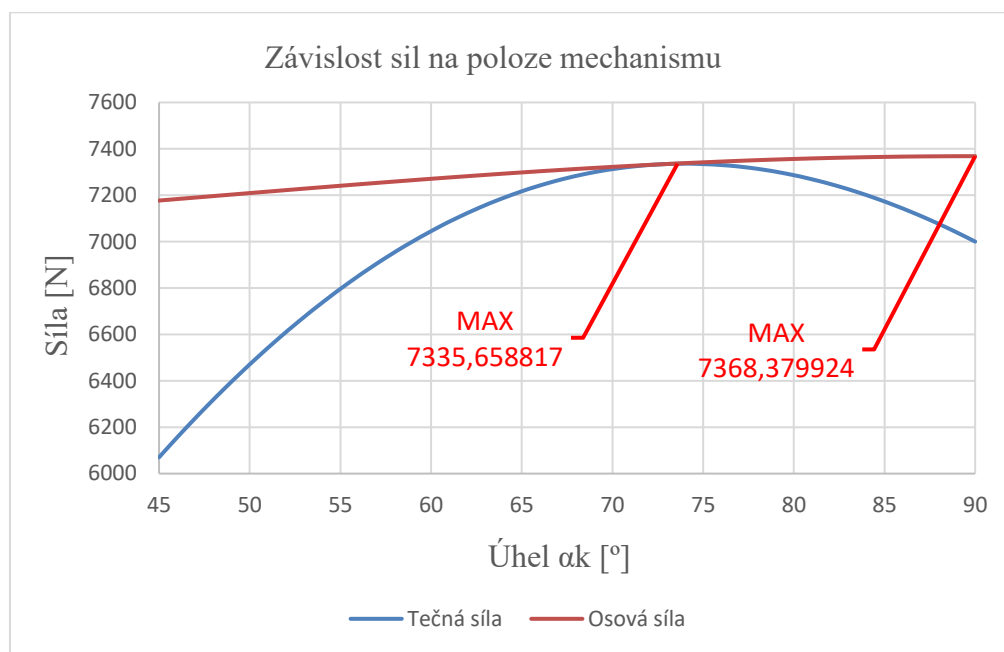
$$R = F_o \cdot \cos(\alpha_k + \beta_k) = 7177,1 \cdot \cos(45 + 12,755) = 3\,829,3 \text{ N} \quad (5.7)$$

Krouticí moment

$$M_{ks} = T \cdot r_k = 6070,2 \cdot 0,12021 = 729,7 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (5.8)$$

### 5.2.1 Závislost polohy kliky na změně tečné síly

Na obrázku 5.3 je patrný průběh tečné a osově síly při pohybu kliky z polohy Y do polohy Z. V tomto rozmezí se nachází kritický bod s největší tečnou a osovou silou, která slouží pro další výpočty (5.9 a 5.10). Všechny hodnoty průběhu viz příloha C.



Obr. 5.3 – Průběh tečné a osově síly

Z grafu je patrné, že tečná síla dosahuje maximálních hodnot v rozmezí 70 a 75 stupňů natočení kliky o úhel  $\alpha_k$ . Naopak nejmenší je tečná síla v konečné poloze Z, kde úhel  $\alpha_k$  nabývá hodnoty 45 stupňů. Maximální osová síla se nachází v místě střední polohy Y.

Určení maximální tečné síly.

$$\text{Maximální tečná síla byla určena dle obr. 5.3 } T_{\max} = 7\,336 \text{ N} \quad (5.9)$$

Určení maximální osově síly.

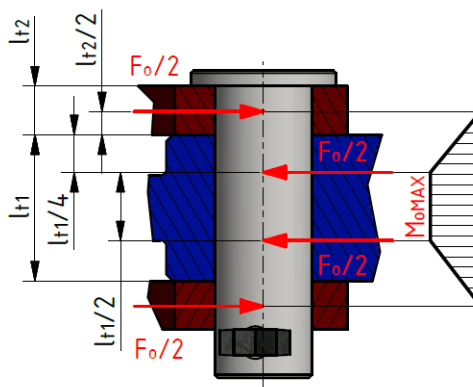
$$\text{Maximální osová síla byla určena } F_{o\max} = 7\,369 \text{ N} \quad (5.10)$$

Výpočet maximálního krouticího momentu

$$M_{ks\max} = T \cdot r_k = 7336 \cdot 0,12021 = 881,86 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (5.11)$$

### 5.3 Kontrola čepu

Pro spojení táhla s maltézským křížem a PT byly použity čepy zajištěné závlačkou. Kontrola čepů byla provedena pro maximální osovou sílu určenou dle obrázku 5.3 na ohyb a tlak ve stykových plochách čepu a táhel [2]. Spojité zatížení bylo nahrazeno samostatnými silami. Kontrola na střih nebyla provedena, protože mezi čepem a táhlem je vůle. Volba rozměrů táhel a oka zvolena podle doporučených hodnot [2]. Dovolené hodnoty viz tabulka 5.1.



Obr. 5.4 – Rozměry a silové účinky čepu táhla

Tab. 5.1 – Základní hodnoty pro výpočet čepu [2]

Materiál čepu	$\sigma_D$ [MPa]	Materiál oka	$p_D$ [MPa]
11 600	120	11 500	120

Byl zvolen průměr čepu  $d_{\text{čk}} = 30 \text{ mm}$  z konstrukčních a bezpečnostních důvodů.

Volba rozměrů táhel a oka

$$l_{t1} = (1,5 \div 1,7) \cdot d_{\text{čk}} = (1,5 \div 1,7) \cdot 30 = 45 \div 51 \Rightarrow 45 \text{ mm} \quad (5.12)$$

$$l_{t2} = (0,5 \div 0,7) \cdot d_{\text{čk}} = (0,5 \div 0,7) \cdot 30 = 15 \div 21 \Rightarrow 15 \text{ mm} \quad (5.13)$$

Výpočet maximálního ohybového momentu

$$M_{o\text{MAX}} = \frac{F_{o\text{max}}}{2} \cdot \left( \frac{l_{t2}}{2} + \frac{l_{t1}}{4} \right) = \frac{7369}{2} \cdot \left( \frac{15}{2} + \frac{45}{4} \right) = 69\,084,4 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (5.14)$$

Kontrola na ohyb

$$\sigma_o = \frac{M_{oMAX}}{W_o} \leq \sigma_D \quad (5.15)$$

$$\sigma_o = \frac{M_{oMAX} \cdot 32}{\pi \cdot d_{\check{c}k}^3} = \frac{69084,4 \cdot 32}{\pi \cdot 30^3} = 26,1 \text{ MPa}$$

$26,1 < 120 \text{ MPa} \Rightarrow$  Kontrola na ohyb **vyhovuje**

Kontrola na tlak

$$p_{1\check{c}} \leq p_D \quad (5.16)$$

$$p_{1\check{c}} = \frac{F_{o\max}}{S_{\check{c}1k}} = \frac{F_{o\max}}{d_{\check{c}k} \cdot l_{t1}} = \frac{7369}{30 \cdot 45} = 5,46 \text{ MPa}$$

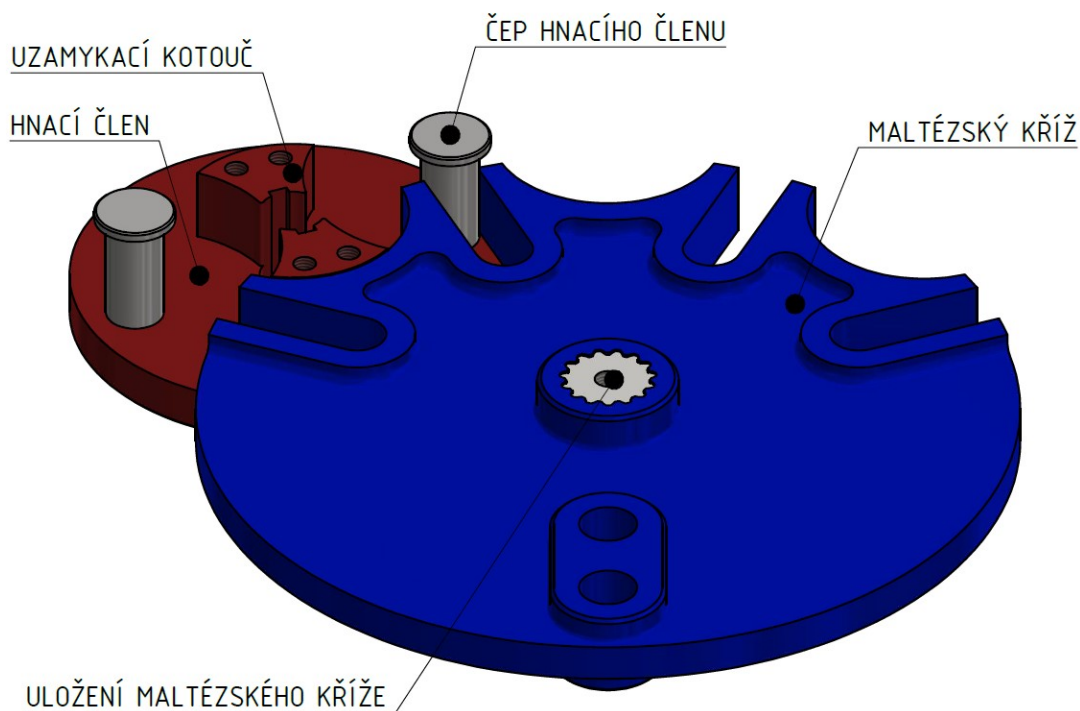
$$p_{2\check{c}} \leq p_D \quad (5.17)$$

$$p_{2\check{c}} = \frac{F_{o\max}}{S_{\check{c}2k}} = \frac{F_{o\max}}{2 \cdot d_{\check{c}k} \cdot l_{t2}} = \frac{7369}{2 \cdot 30 \cdot 15} = 8,2 \text{ MPa}$$

$8,2 < 120 \text{ MPa} \Rightarrow$  Kontrola na tlak **vyhovuje**

## 6 MALTÉZSKÝ MECHANISMUS

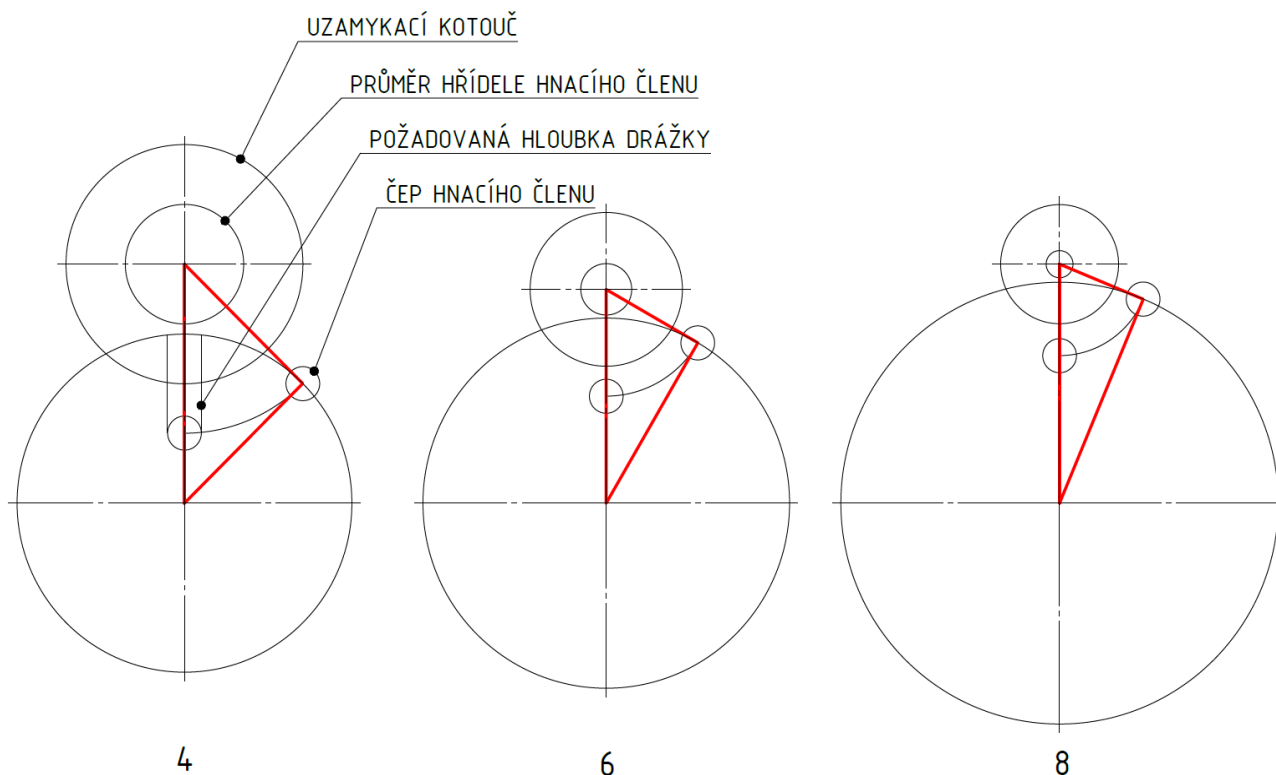
Maltézský mechanismus slouží k otáčení klikového mechanismu a zajištění přestavného celku proti pootočení v krajních polohách. To je umožněno sevřením pravého úhlu mezi čepem hnacího členu a výřezem v maltézském kříži (kapitola 6.4). Hnací člen je uložen na hřídeli společně s kuželovým ozubeným kolem. Maltézský kříž je uložen na hřídeli s evolventním drážkováním. Uzamykací kotouč zabraňuje pootočení mechanismu v poloze, kdy se čep nedotýká výřezu viz obr. 6.1 [4]. Při různých polohách čepu ve výřezu vznikají velmi proměnlivé síly, proto je nutné tyto síly zohlednit při výpočtu. Rozměry mechanismu musí být velmi přesné a všechny části musí vzájemně dosedat pro bezpečné zajištění uzamčené polohy. Vhodně navržený maltézský mechanismus vyniká svojí dlouhou životností a spolehlivostí [13]. Pokud by z bezpečnostních důvodů bylo nutné zahrnout do přestavného celku závěr, je maltézský kříž vybaven přídatnou dírou pro čep. Pokud je ojnice připevněna k přídatné díře, prodlouží se celkový zdvih o vzdálenost potřebnou k podzávorování  $l_{pz} = 80 \text{ mm}$ .



Obr. 6.1 – Konstrukční řešení maltézského mechanismu

## 6.1 Návrh základních parametrů maltézského mechanismu

Základním aspektem pro návrh maltézského mechanismu je počet výřezů maltézského kříže. Byly provedeny výpočty silových účinků a geometrie u maltézského kříže se 4, 6 a 8 výřezy a nejvýhodněji se jeví varianta s 8 výřezy. S rostoucím počtem výřezů roste i rozměr celého mechanismu. Průběh zatížení nicméně nevykazuje takové výchylky a zatěžuje tak mechanismus mnohem méně díky menší požadované hloubce výřezu viz obr. 6.2. Nevýhodou je omezená velikost hřídele hnacího členu viz obr. 7.8.



Obr. 6.2 – Uspořádání maltézského mechanismu

Byla zvolena varianta s  $N = 8$  výřezy.

Volba počtu čepů hnacího členu  $n_{\zeta}$  [1]

$$n_{\zeta} < \frac{2N}{N-2} = \frac{2 \cdot 8}{8-2} = 2,7 \Rightarrow 2 \text{ čepy} \quad (6.1)$$

Potřebný počet otáček k přestavení za požadovaný čas [9]

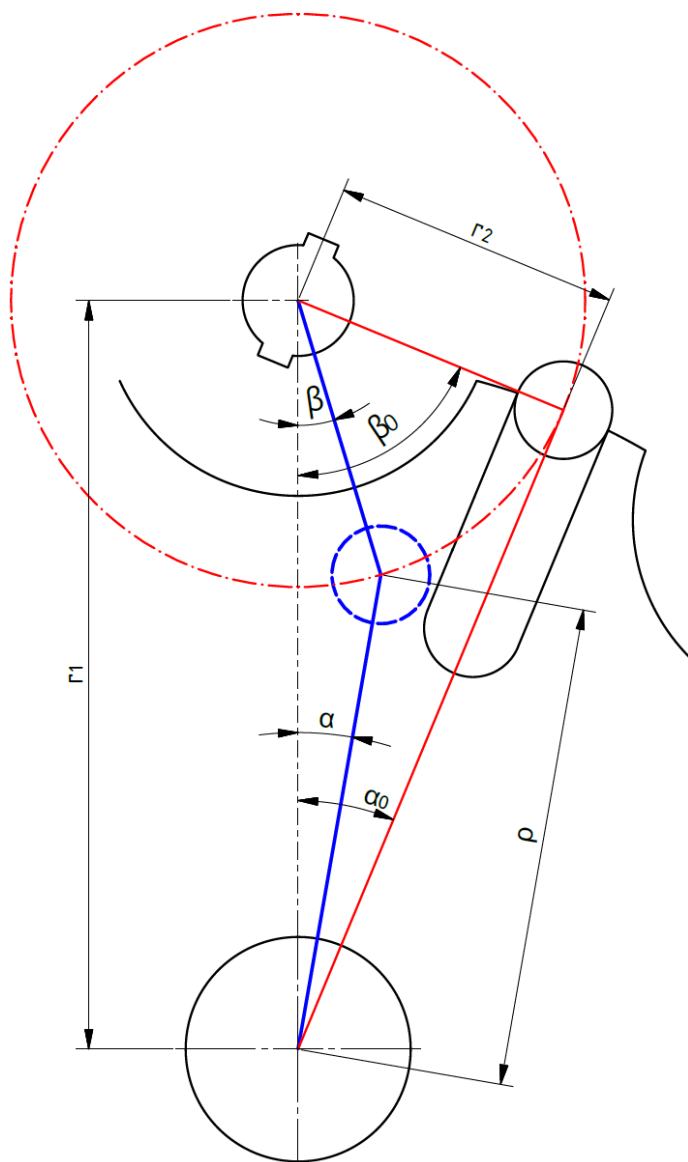
Čep musí urazit úhlovou dráhu o velikosti  $\frac{9}{8}$  otáčky hnacího členu mechanismu pro přesun systému z polohy X do polohy Z (příloha B).

$$n_p = \frac{9}{8} \cdot \frac{60}{t_p} = \frac{9}{8} \cdot 60 = 22,5 \text{ min}^{-1} \quad (6.2)$$



## 6.2 Návrh geometrie maltézského mechanismu

Výchozí poloha pro výpočet je poloha uzamčená, kdy svírá rameno  $r_2$  a výřez hnaného členu (rameno  $\rho$ ) pravý úhel viz obrázek 6.3. Všechny potřebné výpočty se odvíjí od této polohy [13].



Obr. 6.3 – Funkční rozměry maltézského mechanismu

Výpočet základního úhlu  $\alpha_0$

$$\alpha_0 = \frac{\pi}{N} \cdot \frac{180}{\pi} = \frac{\pi}{8} \cdot \frac{180}{\pi} = 22,5^\circ \quad (6.3)$$

Základní úhel  $\beta_0$

$$\beta_0 = 90 - \alpha_0 = 90 - 22,5 = 67,5^\circ \quad (6.4)$$

Na základě požadovaného průměru hřídele uložení hnacího členu (kapitola 7.7) a programu Inventor [24] byla zvolena vzdálenost  $r_1 = 230 \text{ mm}$ .

Výpočet délky ramena  $r_2$

$$r_2 = r_1 \cdot \sin \alpha_0 = 230 \cdot \sin 22,5 = 88,0172 \text{ mm} \quad (6.5)$$

Parametr  $c_x$

$$c_x = \sin \alpha_0 = \frac{r_2}{r_1} = \frac{88,0172}{230} = 0,3827 \quad (6.6)$$

Proměnná vzdálenost záběru  $\rho$

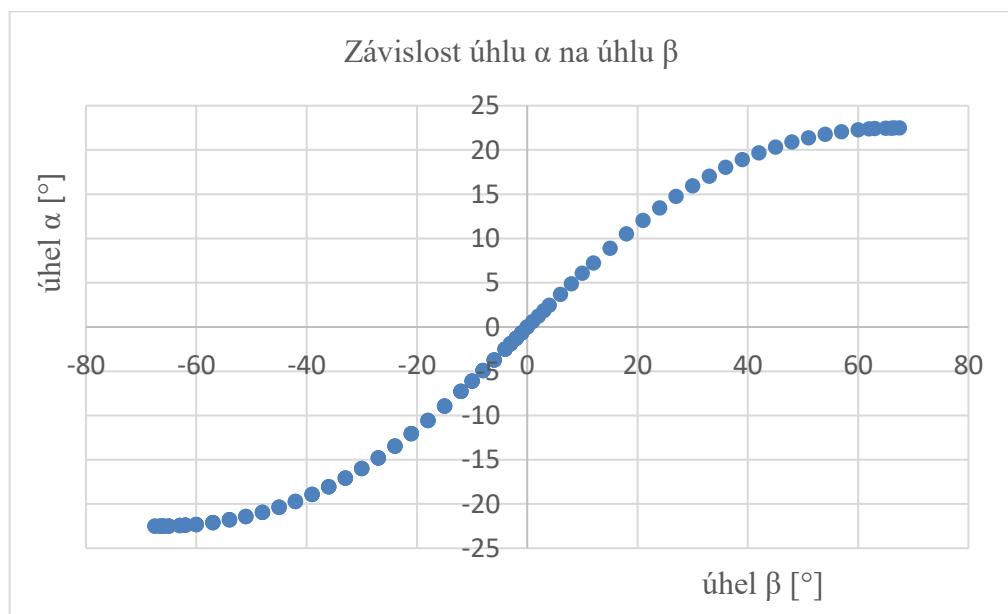
$$\rho = \sqrt{r_1^2 + r_2^2 - 2 \cdot r_1 \cdot r_2 \cdot \cos \beta} \quad (6.7)$$

Vzdálenost záběru pro  $\beta$  rovno  $\beta_0$

$$\begin{aligned} \rho &= r_1 \cdot \sqrt{1 + c_x^2 - 2c_x \cdot \cos \beta} = 230 \cdot \sqrt{1 + 0,3827^2 - 2 \cdot 0,3827 \cdot \cos 67,5} \\ &= 212,49 \text{ mm} \end{aligned} \quad (6.8)$$

Proměnný úhel  $\alpha$  pro  $\beta = 45^\circ$

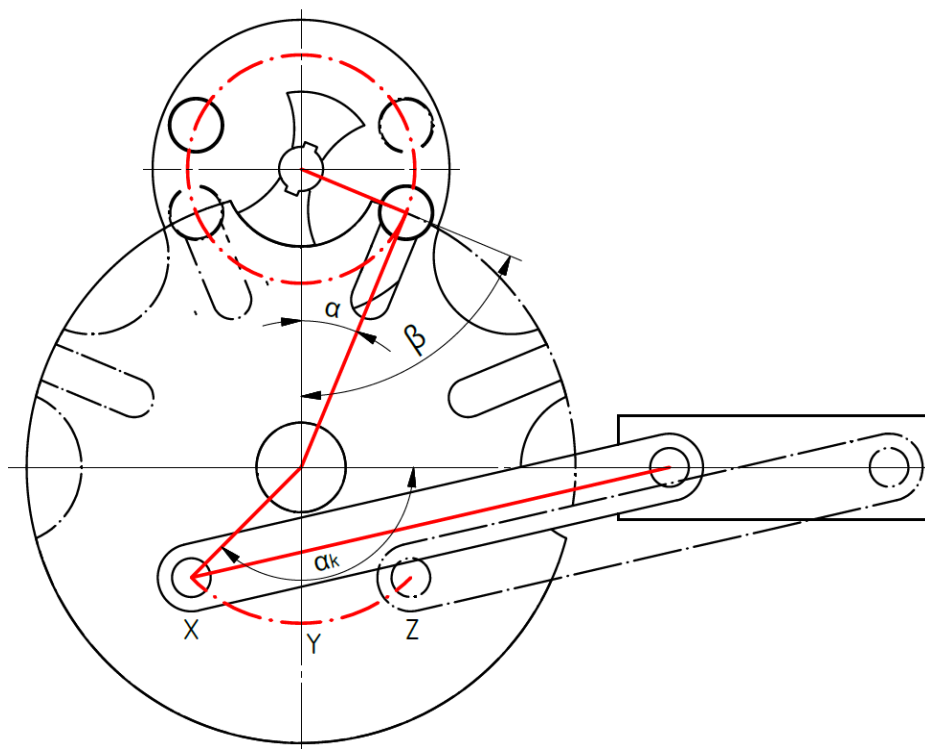
$$\alpha = \frac{c_x \cdot \sin \beta}{\sqrt{1 + c_x^2 - 2c_x \cdot \cos \beta}} = \frac{0,3827 \cdot \sin 45}{\sqrt{1 + 0,3827^2 - 2 \cdot 0,3827 \cdot \cos 45}} = 20,354^\circ \quad (6.9)$$



Obr. 6.4 – Závislost úhlů maltézského mechanismu

### 6.3 Určení závislostí klikového a maltézského mechanismu

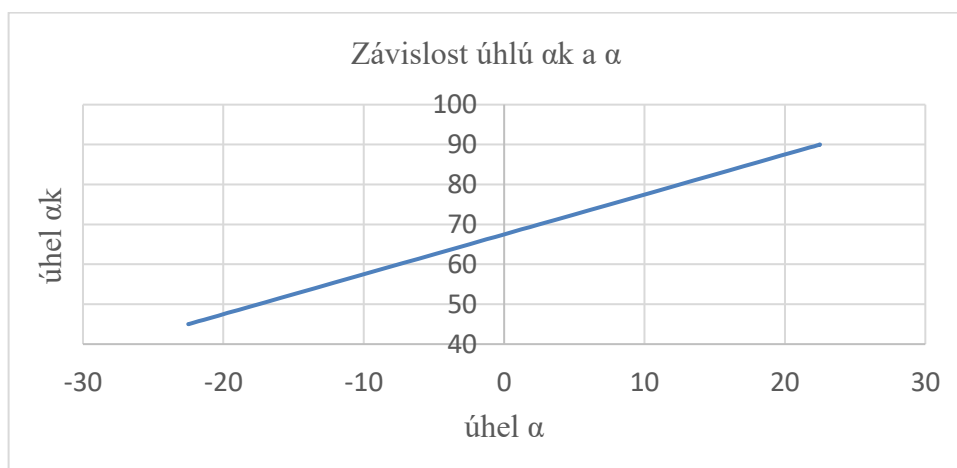
Určení vzájemné závislosti úhlů obou mechanismů bylo provedeno na základě porovnání konečných poloh s polohami hnacího členu vůči maltézskému kříži. Určení těchto závislostí je nezbytné pro další výpočty silových účinků v přestavném systému. Z obrázku 6.5 je patrné, že při pohybu ramena kliky z polohy X do polohy Y se úhel  $\alpha$  změní o dvojnásobek svojí hodnoty. Výpočet se týká nekritičtější oblasti úhlu  $\alpha_k$ .



Obr. 6.5 – Závislost úhlů klikového a maltézského mechanismu

Určení úhlu  $\alpha_k$  pro  $\alpha = 12,5^\circ$ .

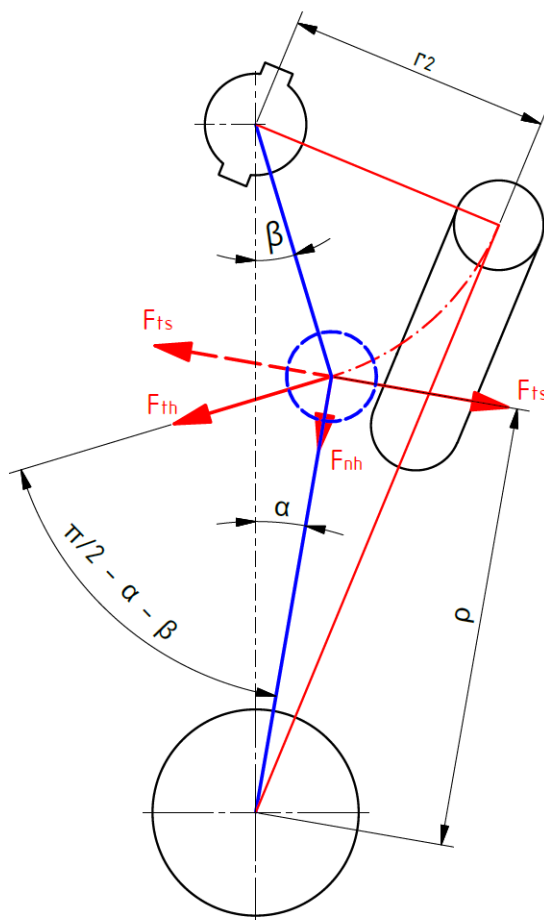
$$\alpha_k = (90 + \alpha) - \alpha_0 = (90 + 12,5) - 22,5 = 80^\circ \quad (6.10)$$



Obr. 6.6 – Závislost úhlu  $\alpha_k$  a  $\alpha$  z polohy Y do polohy Z

## 6.4 Určení silových účinků

V závislosti na určení průběhu úhlů viz obr. 6.6 a 6.4 a proměnnou velikost ramena  $\rho$  (6.7) lze stanovit silové účinky a krouticí momenty potřebné na hnacím členu. V uzamčených polohách musí být zajištěno působení nulového krouticího momentu na hnacím členu. Při působení výřezu na čep vzniká tečná síla  $F_{ts}$  (6.11). Ta se dělí do složek síly  $F_{th}$  a  $F_{nh}$ . Síla  $F_{th}$  (6.12) je rozhodující pro výpočet krouticího momentu na hnacím členu a následný návrh pohonu. Vzorový výpočet je proveden pro  $\beta = 15^\circ$  [6].



Obr. 6.7 – Silové účinky v maltézském mechanismu

Výpočet síly  $F_{ts}$

$$F_{ts} = \frac{M_{ks}}{\rho} = \frac{T \cdot r_k}{r_1 \cdot \sqrt{1 + c^2 - 2c \cdot \cos \beta}} = \frac{7336 \cdot 120,21}{230 \cdot \sqrt{1 + 0,3827^2 - 2 \cdot 0,3827 \cdot \cos 15}} = 6\,009 \text{ N} \quad (6.11)$$

Výpočet tečné síly na hnacím členu

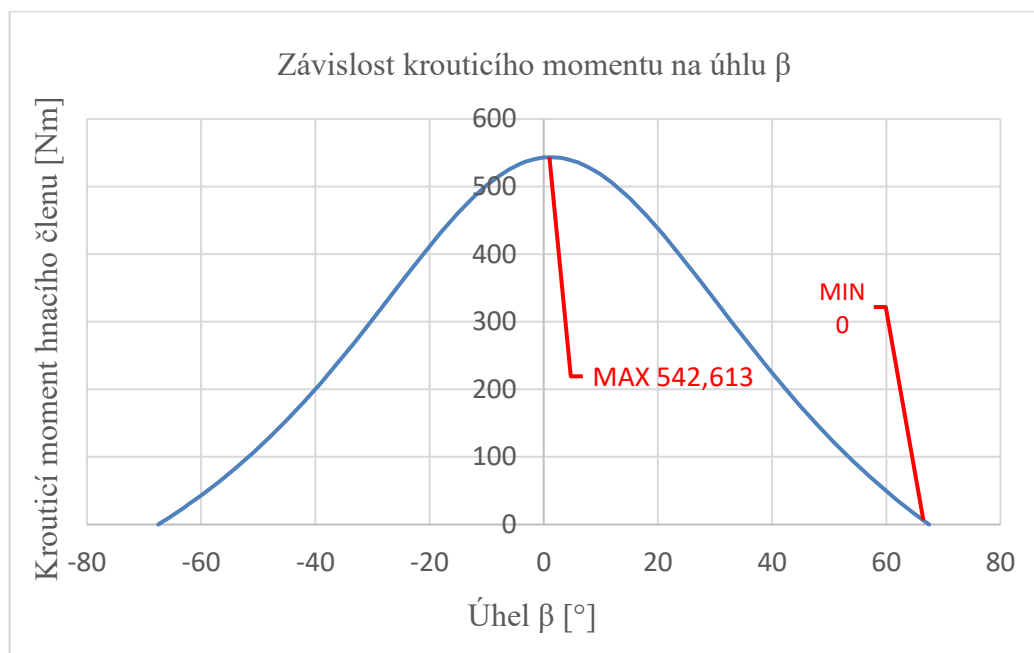
$$F_{th} = F_{ts} \cdot \sin\left(\frac{\pi}{2} - \alpha - \beta\right) = F_{ts} \cdot \cos(\alpha + \beta) = 6009 \cdot \cos(15 + 8,93) = 5\,492,5 \text{ N} \quad (6.12)$$

#### 6.4.1 Výpočet krouticího momentu na hnacím členu

Krouticí moment se mění v závislosti na poloze, v jaké se mechanismus nachází. V uzamčených polohách je nutné, aby byl krouticí moment působící na hnací člen nulový. Síla působící v ose ramena bude v uzamčené poloze největší, proto jsou součásti hnacího členu dimenzovány na tuto sílu.

Výpočet potřebného krouticího momentu pro  $\beta = 15^\circ$

$$M_{kh} = F_{th} \cdot r_2 = 5492,5 \cdot 88,02 = 483\,450 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (6.13)$$



Obr. 6.8 – Závislost krouticího momentu hnacího členu na úhlu  $\beta$

Volba maximálního krouticího momentu mezi polohami Y a Z

S ohledem na zvolený převod v kapitole 8.1 a zvolený pohon v kapitole 8.2 byl vypočítán maximální krouticí moment  $M_{khm} = 543,3 \text{ N} \cdot \text{m}$ . Vypočítaná hodnota zajistí, že požadovaná minimální přestavná síla  $F_p$  bude zajištěna ve všech kritických polohách.

Kontrola nulového momentu v uzamčených polohách

$$M_{kh0} = F_{th0} \cdot r_2 = F_{ts0} \cdot \cos(\alpha + \beta) \cdot r_2 \quad (6.14)$$

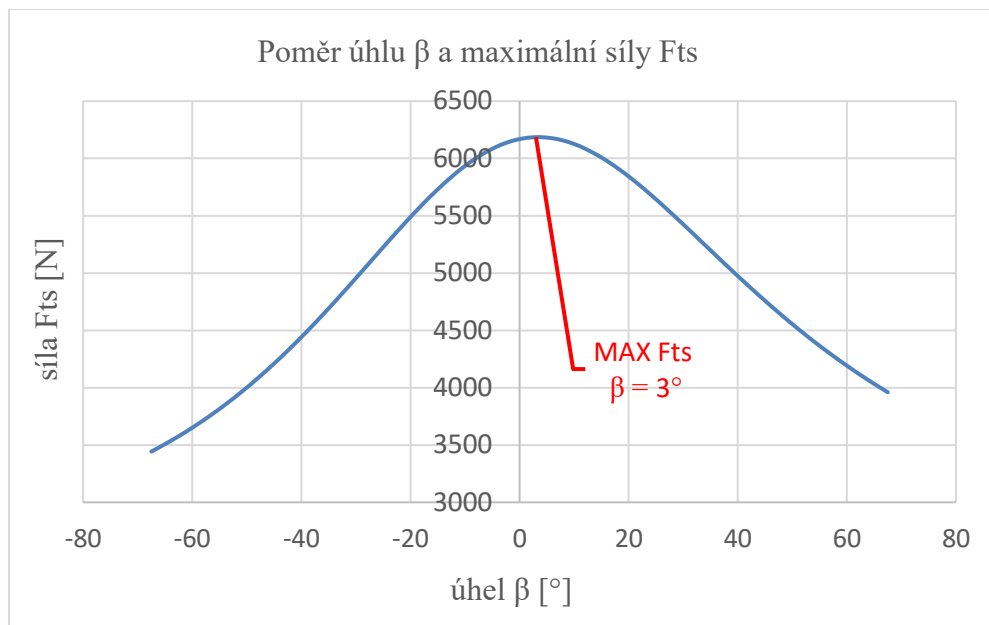
$$M_{kh0} = \frac{T \cdot r_k}{r_1 \cdot \sqrt{1 + c^2 - 2c \cdot \cos\beta}} \cdot \cos(\alpha + \beta) \cdot r_2$$

$$M_{kh0} = \frac{6070 \cdot 120,21}{230 \cdot \sqrt{1 + 0,3827^2 - 2 \cdot 0,3827 \cdot \cos 67,5}} \cdot \cos(22,5 + 67,5) \cdot 88,02 =$$

$$= 0 \text{ N} \cdot \text{m} \Rightarrow \text{Kontrola mechanismu v uzamčených polohách vyhovuje}$$

## 6.5 Návrh průměru čepu hnacího členu

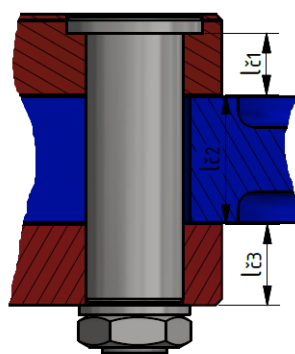
Čep hnacího členu je vystaven proměnlivému zatížení. Vzhledem k jeho záběru ve výřezech maltézského kříže bude návrh proveden pro ohyb [2]. Pro výpočet čepu bude použita síla  $F_{tsmax}$  v místě maximálního krouticího momentu (příloha C).



Obr. 6.9 – Závislost maximální síly  $F_{ts}$  a úhlu  $\beta$

Maximální síla  $F_{tsmax}$

$$F_{tsmax} = \frac{M_{kkm}}{\cos(\alpha + \beta) \cdot r_2} = \frac{543300}{\cos(1,86 + 3) \cdot 88,02} = 6\,194,7\,N \quad (6.15)$$



Obr. 6.10 – Rozměry čepu hnacího členu

Rozklad sil a průběh ohybových momentů je obdobný jako v kapitole 5.3, obrázek 5.4. Hodnoty délek zvoleny s ohledem na konstrukci mechanismu. Čep je axiálně zajištěn pomocí matice s podložkou.

Maximální ohybový moment

$$M_{o\check{c}max} = \frac{F_{tsmax}}{2} \left( \frac{l_{\check{c}3}}{2} + \frac{l_{\check{c}2}}{4} \right) = \frac{6194,7}{2} \cdot \left( \frac{24}{2} + \frac{40}{4} \right) = 68\,141,7 \, N \cdot mm \quad (6.16)$$

Návrh průměru čepu

$$d_{\check{c}}' = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{o\check{c}max}}{\pi \cdot \sigma_{Dx}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 68141,7}{\pi \cdot 84}} = 20,22 \, mm \quad (6.17)$$

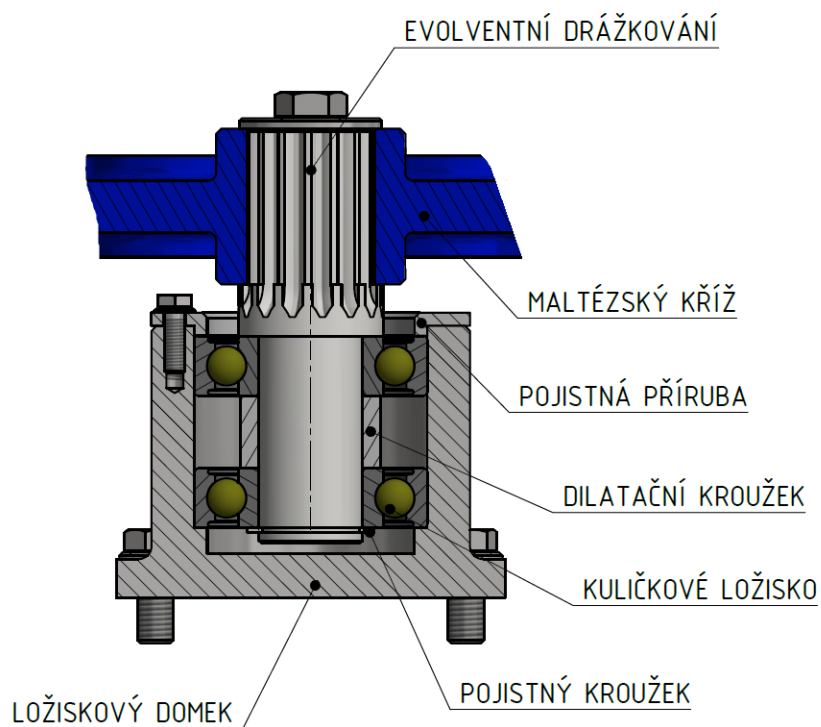
Z konstrukčních důvodů byl zvolen průměr  $d_{\check{c}} = 30 \, mm$

Zmenšení dovoleného napětí kvůli možnému proměnlivému zatížení čepu [2]

$$\sigma_{Dx} = \sigma_D - (0,3 \cdot \sigma_D) = 120 - (0,3 \cdot 120) = 84 \, MPa \quad (6.18)$$

## 6.6 Uložení maltézského kříže

Maltézský kříž je uložen na hřídeli, která je opatřena evolventním drážkováním. Hřídel je uložena ve dvou kuličkových ložiskách v souměrném uspořádání viz obr. 6.11. Na hřídel kromě sil od přestavování mohou působit dodatečné síly z kolejiště. Při návrhu rozměrů je proto brán dodatečný důraz na bezpečnost.



Obr. 6.11 – Uložení maltézského kříže

### 6.6.1 Výpočet evolventního drážkování

Evolventní drážkování bylo zvoleno z důvodu dobrých vlastností při působení rázů. Další výhodou je vysoká únosnost spoje. Středění bylo zvoleno na vnější průměr hřídele pro zajištění přesné souososti s nábojem [2]. Výpočet byl proveden dle programu Inventor [24]. Výpočet otáček viz kapitola 5.1. Krouticí moment pro výpočet zvolen  $M_{ksmax} = 882 \text{ N} \cdot \text{m}$  viz kapitola 5.2.1.

#### EVOLVENTNÍ DRÁŽKOVÁNÍ 50 x H7/g6 x 3 ČSN 4950

Materiál	Ocel, korozivzdorná	
Dovolený tlak	$p_A$	75,000 MPa
Dovolené smykové napětí	$\tau_A$	90,000 MPa
Dovolené napětí v ohybu	$\sigma_{AIB}$	150,000 MPa

Obr. 6.12 – Dovolené hodnoty pro výpočet evolventního drážkování (příloha D)

Pevnostní kontrola	<b>Kladný</b>	
Minimální průměr hřídele	$d_{min}$	42,163 mm
Minimální délka drážkování	$l_{min}$	26,669 mm
<b>Deformace boků drážek</b>		
Vypočtený tlak	$p_c$	32,909 MPa
Bezpečnost	S	2,279 ul
<b>Napětí v ohybu na bocích zubů drážkování</b>		
Vypočtené napětí v ohybu	$\sigma_{cAIB}$	44,449 MPa
Bezpečnost	S	3,375 ul

Obr. 6.13 – Vypočítané hodnoty evolventního drážkování (příloha D)

Výpočet **vyhovuje** s bezpečností 2,279.

Byla zvolena délka drážkování  $l_d = 60 \text{ mm}$ .

Jmenovitý průměr hřídele  $D_h = 50 \text{ mm}$ .

Ostatní vypočítané hodnoty viz příloha D.

Kontrola hřídele na ohyb provedena pomocí programu Inventor [24]



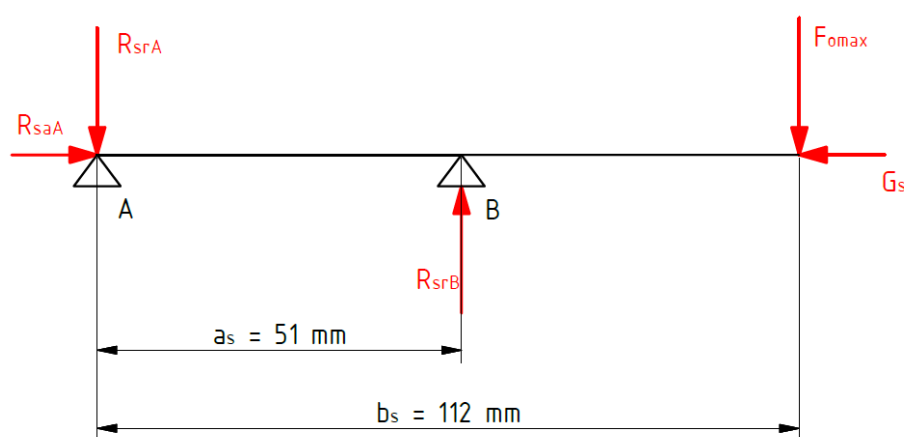
### 6.6.2 Výpočet reakcí na ložiska

Síla působící na hřídel v místě uložení maltézského kříže je zvolena jako osová síla  $F_{0\max}$  z kapitoly 5.2.1, která nahrazuje dvě roviny výpočtu s tečnou silou  $T$  a radiální silou  $R$ . Axiální síla působící na ložisko je dána pouze tíhou maltézského kříže. Vzdálenosti reakcí jsou zvoleny v závislosti na konstrukci.

Výpočet tíhy  $G_s$

Hmotnost  $m_s = 22,6 \text{ kg}$  určena pomocí programu Inventor [24].

$$G_s = m_s \cdot g = 22,6 \cdot 9,81 = 221,706 \text{ N} \quad (6.19)$$



Obr. 6.14 – Průběhy reakcí na uložení maltézského kříže

Výpočet reakcí [3]

$$\sum F_R = 0;$$

$$-F_{0\max} + R_{srB} - R_{srA} = 0$$

$$R_{srA} = -F_{0\max} + R_{srB} = -7369 + 16182,9 = 8\,813,9 \text{ N} \quad (6.20)$$

$$\sum M_A = 0;$$

$$-F_{0\max} \cdot b_s + R_{srB} \cdot a_s = 0$$

$$R_{srB} = \frac{F_{0\max} \cdot b_s}{a_s} = \frac{7369 \cdot 112}{51} = 16\,182,9 \text{ N} \quad (6.21)$$

$$\sum F_A = 0;$$

$$R_{saA} - G_s = 0$$

$$R_{saA} = G_s = 221,7 \text{ N} \quad (6.22)$$

### 6.6.3 Výpočet ložisek

Vzhledem k malé velikosti (kapitola 5.1) je návrh ložisek proveden pouze na statickou únosnost. Ložisko vykonává pouze kývavé pohyby v rozmezí poloh X až Z. Ložiska jsou zvolena podle katalogu SKF [19]. Ložisko podpory B je opatřeno kontaktním těsněním RS1, které je vhodné pro menší otáčky a dokonale zabraňuje průniku prachu. Dále dokáže velmi efektivně udržet plastické mazivo [20]. Podrobnější informace o ložisku viz příloha E. Axiální reakce není ve výpočtu uvažována [5].

Zvoleno jednořadé kuličkové ložisko 6308-RS1 a 6308

Tab. 6.1 – Významné hodnoty ložiska 6308

Významné hodnoty pro ložisko 6308					
d [mm]	D [mm]	B [mm]	C [kN]	C <sub>0</sub> [kN]	P <sub>u</sub> [kN]
40	90	23	42,3	24	1,02

Určení zatížení ložiska

$$P_o = R_{srB} = 16\,182,9\,N \quad (6.23)$$

Součinitel statické bezpečnosti

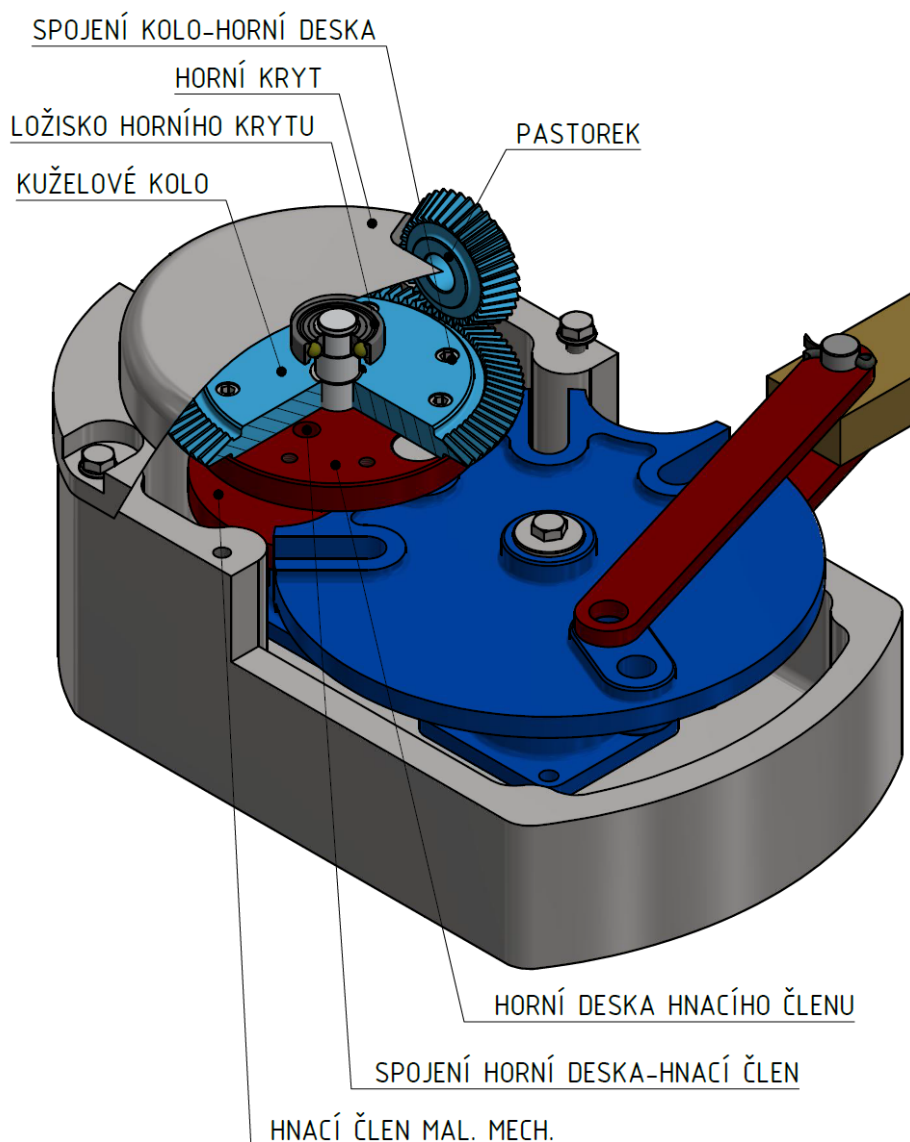
$$s_o = \frac{C_o}{P_o} = \frac{24000}{16182,9} = 1,48 \quad (6.24)$$

Při zohlednění možnosti výrazného rázového zatížení je doporučená hodnota pro nepohyblivé ložisko  $s_{od} \geq 1$  [21].

$s_{od} > s_o \Rightarrow$  statická bezpečnost ložiska je **vyhovující**

## 7 KUŽELOVÉ SOUKOLÍ A HNACÍ ČLEN

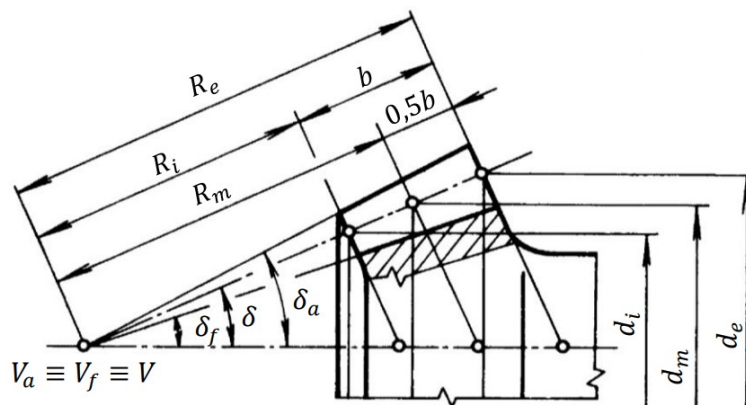
Kuželové soukolí slouží k přenosu krouticího momentu ze šnekové převodovky na hnací člen maltézského mechanismu (dále jen MM). Pastorek je nalisován na výstupní hřídeli převodovky. Kuželové kolo je volně nasazeno na hřídel a přišroubováno k horní desce hnacího členu MM viz obr.7.1. Horní deska hnacího členu je přišroubována k hlavní části hnacího členu, která přenáší krouticí moment pomocí dvojice těsných per (kapitola 7.7.2). Uložení hřídele viz kapitola 7.4.



Obr. 7.1 –Složky hnacího členu maltézského mechanismu

## 7.1 Návrh rozměrů kuželového soukolí

Ostatní výpočty geometrie ozubení viz příloha F. Výpočet geometrie dle [10].



Obr. 7.2 – Rozměry kuželového pastorku [10]

Úhel vzájemné pozice os  $\Sigma = 90^\circ$ .

$$\Sigma = \delta_1 + \delta_2 \quad (7.1)$$

Volba parametrů ozubení

Počet zubů pastorku  $z_1 = 36$

Počet zubů kuželového kola  $z_2 = 95$

Čelní modul  $m_e = 3 \text{ mm}$

Šířka ozubení  $b_k = 30 \text{ mm}$

Čelní úhel profilu  $\alpha_t = 20^\circ$

Převodový poměr

$$u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{95}{36} = 2,6389 \quad (7.2)$$

Úhel roztečného kužele

$$\delta_1 = \tan^{-1} \frac{\sin \Sigma}{u + \cos \Sigma} = \tan^{-1} \frac{\sin 90}{2,6389 + \cos 90} = 20,754^\circ \quad (7.3)$$

$$\delta_2 = \Sigma - \delta_1 = 90 - 20,754 = 69,246^\circ \quad (7.4)$$

Vnější délka površky roztečného kužele

$$R_e = \frac{0,5d_{e1}}{\sin \delta_1} = \frac{0,5d_{e2}}{\sin \delta_2} = \frac{0,5 \cdot 108}{\sin 20,754} = 152,389 \text{ mm} \quad (7.5)$$

Vnější roztečný průměr

$$d_{e1} = m_e \cdot z_1 = 3 \cdot 36 = 108 \text{ mm} \quad (7.6)$$

$$d_{e2} = m_e \cdot z_2 = 3 \cdot 95 = 285 \text{ mm} \quad (7.7)$$

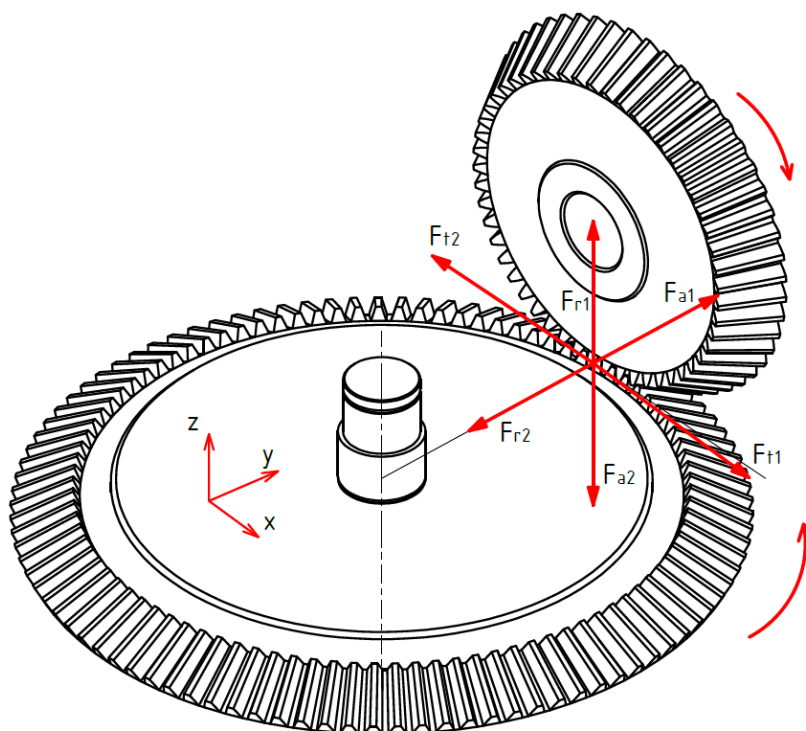
Střední roztečný průměr

$$d_{m1} = m_m \cdot z_1 = d_{e1} - b_k \cdot \sin \delta_1 = 108 - 30 \cdot \sin 20,754 = 97,369 \text{ mm} \quad (7.8)$$

$$d_{m2} = m_m \cdot z_2 = d_{e2} - b_k \cdot \sin \delta_2 = 285 - 30 \cdot \sin 69,246 = 256,947 \text{ mm} \quad (7.9)$$

## 7.2 Výpočet silových účinků v kuželovém soukolí

Síly v kuželovém soukolí působí ve třech rovinách viz obr. 7.3 [10].



Obr. 7.3 – Silové účinky v kuželovém soukolí

Výpočet krouticího momentu na pastorku

$$M_{kp} = \frac{M_{kkm}}{u \cdot \eta_k} = \frac{543,3}{2,6389 \cdot 0,98} = 210,083 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (7.10)$$

Účinnost kuželového převodu  $\eta_k = 0,98$  [10].

Výpočet tečné složky síly

$$F_t = \frac{2 \cdot M_{kp}}{d_{m1}} = \frac{2 \cdot 210083}{97,369} = 4\,315,2 \text{ N} \quad (7.11)$$

Výpočet radiální složky síly

$$F_{r1} = F_t \cdot tg\alpha_t \cdot \cos\delta_1 = 4315,2 \cdot tg20 \cdot \cos20,754 = 1\,468,7\,N \quad (7.12)$$

Výpočet axiální složky síly

$$F_{a1} = F_t \cdot tg\alpha_t \cdot \sin\delta_1 = 4315,2 \cdot tg20 \cdot \sin20,754 = 556,6\,N \quad (7.13)$$

Výpočet normálové síly

$$F_N = \frac{F_t}{\cos\alpha_t} = \frac{4315,2}{\cos20} = 4\,592,2\,N \quad (7.14)$$

### 7.3 Pevnostní kontrola soukolí

Výpočet byl proveden pomocí programu Inventor [24]. Metoda pevnostního výpočtu zvolena dle normy ISO 6336:1996. Scénář jednotkového posunutí s vyrováním měrných skluzů. Podrobnější výsledky jsou obsaženy v příloze F.

Materiál kola a pastorku zvolen ČSN 12 051 povrchově kalený.

Mez únavy v ohybu  $\sigma_{Flim} = 605\,MPa$

Mez únavy v dotyku  $\sigma_{Hlim} = 1140\,MPa$

Minimální součinitel bezpečnosti v ohybu  $S_{Fmin} = 1,3$

Minimální součinitel bezpečnosti v dotyku  $S_{Hmin} = 1,2$

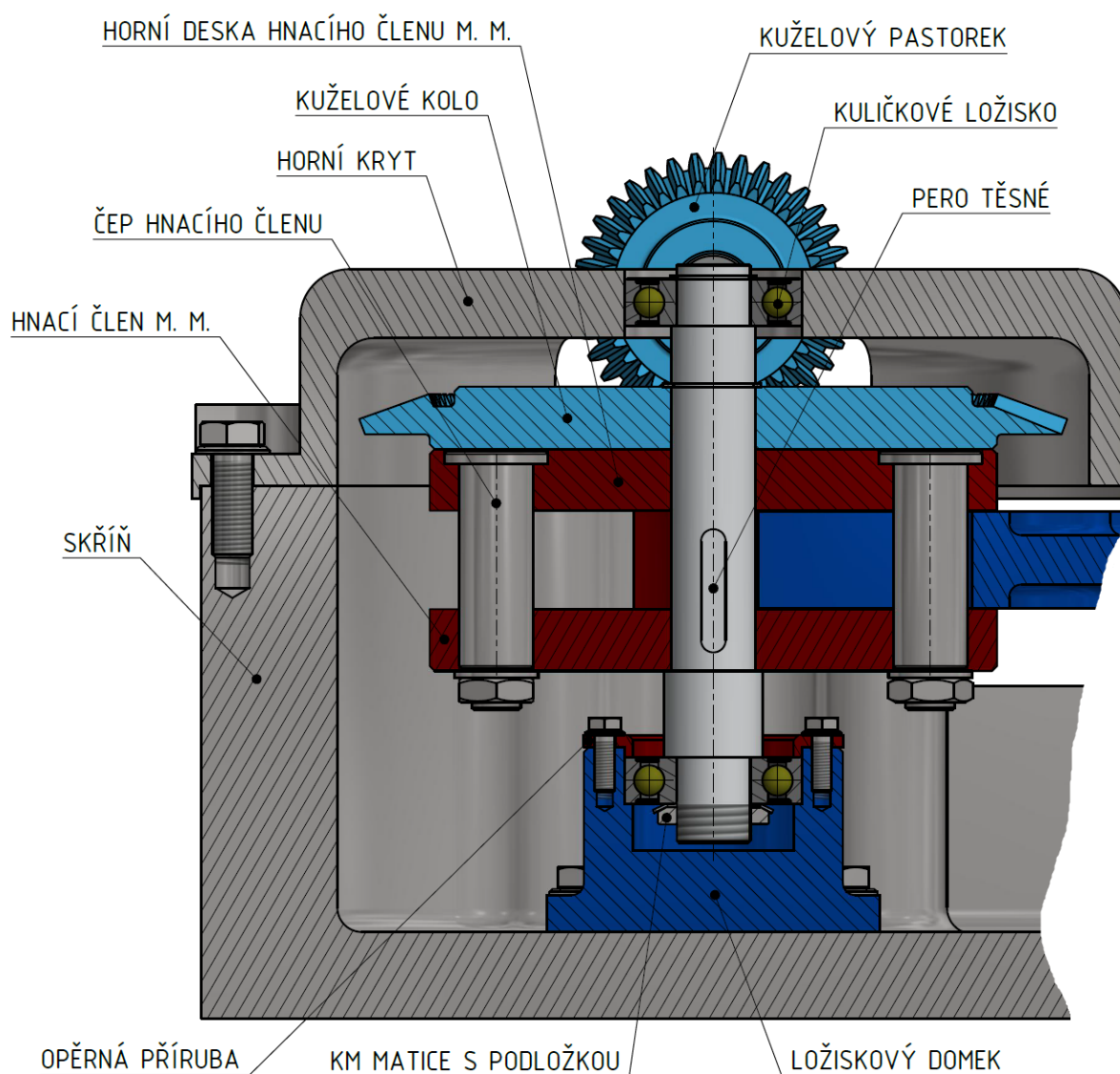
Součinitel bezpečnosti v dotyku	$S_H$	1,896 ul	2,089 ul
Součinitel bezpečnosti v ohybu	$S_F$	3,122 ul	3,126 ul
Statická bezpečnost v dotyku	$S_{Hst}$	4,017 ul	4,017 ul
Statická bezpečnost v ohybu	$S_{Fst}$	6,050 ul	5,999 ul
Kontrolní výpočet		<b>Kladný</b>	

Obr. 7.4 – Výsledné součinitele bezpečnosti kuželového soukolí (příloha F)

Pevnostní kontrola kuželového soukolí proběhla **úspěšně**.

#### 7.4 Uložení hřídele

Hřídel hnacího členu je uložena ve dvou kuličkových ložiskách. Spodní ložisko je axiálně vodivé a na hřídeli zajištěno pomocí KM matice s podložkou. Ložisko je společně s hřídelí vsazeno do ložiskového domku, který je připevněn ke skříni mechanismu. Druhé ložisko je axiálně volné a je uloženo v odnímatelném horním krytu mechanismu viz obr. 7.5. Krouticí moment je přenášen dvojicí těsných per viz kapitola 7.7 a 7.7.2.



Obr. 7.5 – Uložení hřídele hnacího členu

## 7.5 Silové účinky na uložení hřídele

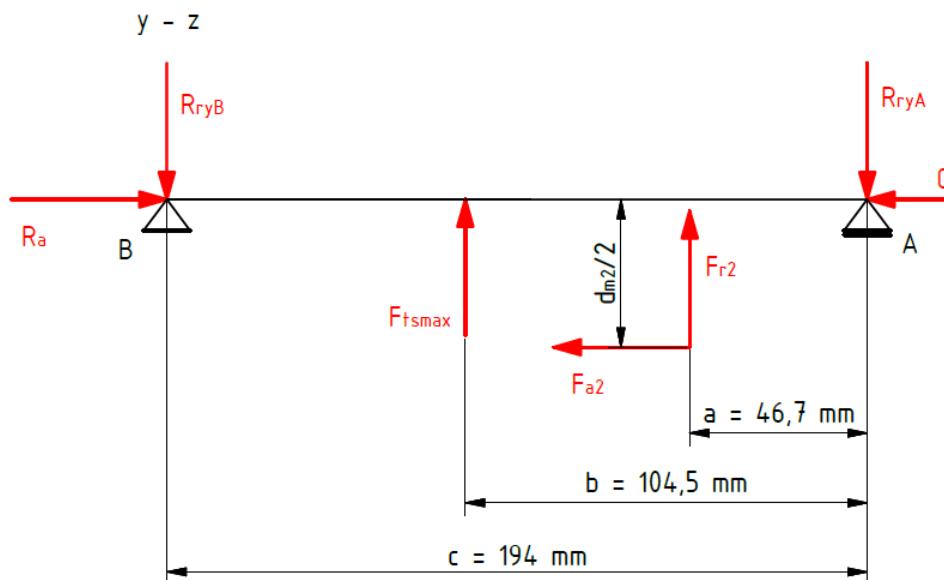
Kromě silových účinků z kuželového soukolí působí na hřídel také síla od čepu maltézského mechanismu (6.15). Tato síla nabývá kritické hodnoty v uzamčené poloze (kapitola 6.5). Výpočet reakcí je proveden ve dvou rovinách x-z a y-z s ohledem na silové účinky kuželového soukolí viz obr. 7.3 [3]. Působíště síly  $F_{tsmax}$  na hřídel je ve skutečnosti pod úhlem  $\beta_0 = 65,5^\circ$  od roviny x-z viz kapitola 6.4. Pro výpočet je uvažováno působíště pod úhlem  $90^\circ$  ve prospěch bezpečnosti.

### 7.5.1 Reakce v rovině y - z

Výpočet tíhy

$$G = m_h \cdot g = 30 \cdot 9,81 = 294,3 \text{ N} \quad (7.15)$$

Hmotnost  $m_h$  určena pomocí programu Inventor [24].



Obr. 7.6 – Reakce na uložení hnacího členu v rovině y – z

Určení reakcí [3]

$$\sum F_r = 0;$$

$$-R_{ryA} + F_{r2} + F_{tsmax} - R_{ryB} = 0$$

$$R_{ryB} = -2292,6 + 556,6 + 6194,7 = 4458,7 \text{ N} \quad (7.16)$$

$$\sum M_B = 0;$$

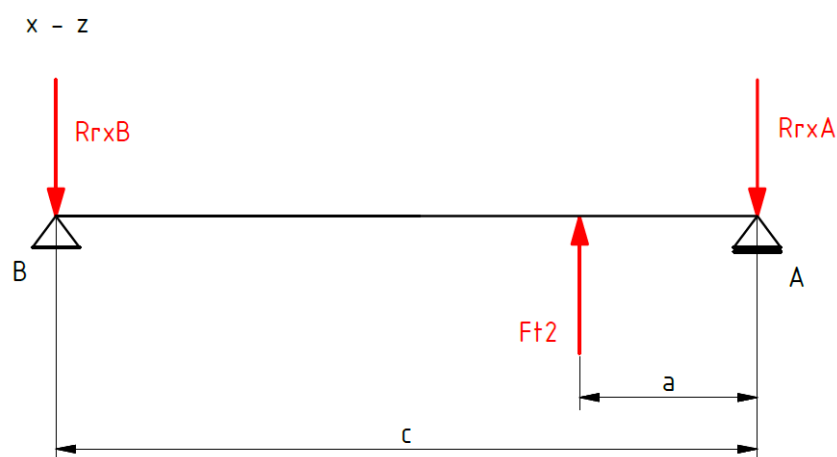
$$-R_{ryA} \cdot c + F_{r2} \cdot (c - a) - F_{a2} \cdot \frac{d_{m2}}{2} + F_{tsmax} \cdot (c - b) = 0$$



$$\begin{aligned}
 R_{ryA} &= \frac{F_{r2} \cdot (c - a) - F_{a2} \cdot \frac{d_{m2}}{2} + F_{tsmax} \cdot (c - b)}{c} \\
 &= \frac{556,6 \cdot (194 - 46,7) - 1\,468,7 \cdot \frac{260,97}{2} + 6194,7 \cdot (194 - 104,5)}{194} \\
 &= 2\,292,6 \, N
 \end{aligned} \tag{7.17}$$

$$\begin{aligned}
 \sum F_a &= 0; \\
 G + F_{a2} - R_a &= 0 \\
 R_a &= G + F_{a2} = 294,3 + 1468,7 = 1\,763 \, N
 \end{aligned} \tag{7.18}$$

### 7.5.2 Reakce v rovině x - z



Obr. 7.7 – Reakce na uložení hnacího členu v rovině x - z

$$\begin{aligned}
 \sum F_r &= 0; \\
 -R_{rxA} + F_{t2} - R_{rxB} &= 0 \\
 R_{rxB} &= -3486,8 + 4\,592,2 = 1\,105,4 \, N
 \end{aligned} \tag{7.19}$$

$$\begin{aligned}
 \sum M_B &= 0; \\
 -R_{rxA} \cdot c + F_{t2} \cdot (c - a) &= 0 \\
 R_{rxA} &= \frac{F_{t2} \cdot (c - a)}{c} = \frac{4\,592,2 \cdot (194 - 46,7)}{194} = 3\,486,8 \, N
 \end{aligned} \tag{7.20}$$

### 7.5.3 Určení společné reakce na ložiskách

$$R_{rA} = \sqrt{R_{rxA}^2 + R_{ryA}^2} = \sqrt{3486,8^2 + 2292,6^2} = 4\,173\,N \quad (7.21)$$

$$R_{rB} = \sqrt{R_{rxB}^2 + R_{ryB}^2} = \sqrt{1105,4^2 + 4458,7^2} = 4\,593,7\,N \quad (7.22)$$

### 7.6 Kontrola ložisek

Ložiska jsou zvolena dle katalogu SKF [19]. Obě ložiska jsou opatřena kontaktním těsněním RS1 [20]. Více informací o uložení viz kapitola 7.4. Podrobnější informace o ložisku viz příloha G. Otáčky pro výpočet použity z kapitoly 8.2. Výpočet životnosti dle [21].

Výsledné ekvivalentní zatížení působící na ložisko

Pomocí interpolace byla stanovena hodnota  $Y = 1,53$ . Hodnota  $X = 0,56$  platí pro všechny hodnoty  $\frac{F_a}{F_r} > e$  [5].

$$P = X \cdot R_{rB} + Y \cdot R_a = 0,56 \cdot 4593,7 + 1,53 \cdot 1763 = 5\,269,9\,N \quad (7.23)$$

Tab. 7.1 – Významné hodnoty pro ložisko 6306 RS1

Významné hodnoty pro ložisko 6306 RS1					
d [mm]	D [mm]	B [mm]	C [kN]	C <sub>0</sub> [kN]	P <sub>u</sub> [kN]
30	72	19	29,6	16	0,67

Základní trvanlivost ložiska podle ISO 281:1990 pro 90% spolehlivost

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p = \left(\frac{29600}{5269,9}\right)^3 = 177,2\,mil.\,ot. \quad (7.24)$$

$p$  – exponent rovnice trvanlivosti ložiska pro bodový styk

Trvanlivost v provozních hodinách

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot n_{psk}} \cdot L_{10} = \frac{10^6}{60 \cdot 22,74} \cdot 177,2 = 129\,874\,hod \quad (7.25)$$

Střední průměr ložiska potřebný pro volbu minimální kinetické viskozity

$$d_m = 0,5 \cdot (d + D) = 0,5 \cdot (30 + 72) = 51\,mm \quad (7.26)$$

Pro otáčky  $n_{psk}$  stanovena minimální viskozita  $\nu_1 = 500\,mm^2 \cdot s^{-1}$ .

Pro provozní teplotu  $40^{\circ}\text{C}$  bylo z diagramu zvoleno mazivo ISO VG 460 s viskozitou  $\nu$  min.  $460 \text{ mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$  při vztažné teplotě  $40^{\circ}\text{C}$ .

Pro mazání ložisek zvolen olej PARAMO CLP 460. Kinematická viskozita zvoleného oleje odpovídá požadované hodnotě [14].

Viskozitní poměr

$$\kappa = \frac{\nu}{\nu_1} = \frac{460}{500} = 0,92 \quad (7.27)$$

Součinitel znečištění při normální čistotě a mazání plastickým mazivem

$$\eta_c = 0,21$$

Určení koeficientu  $a_{SKF}$  pro ložiska s bodovým stykem

$$\eta_c \cdot \frac{P_u}{P} = 0,21 \cdot \frac{670}{5269,9} = 0,027 \quad (7.28)$$

Součinitel  $a_{SKF}$  zvolen 0,55.

Výpočet základní trvanlivosti podle modifikované rovnice dle ISO 281/Amd 1:2003

$$L_{nm} = a_1 \cdot a_{SKF} \cdot L_{10} = 1 \cdot 0,55 \cdot 177,2 = 97,46 \text{ mil. ot.} \quad (7.29)$$

Součinitel  $a_1$  volen pro spolehlivost 90 %.

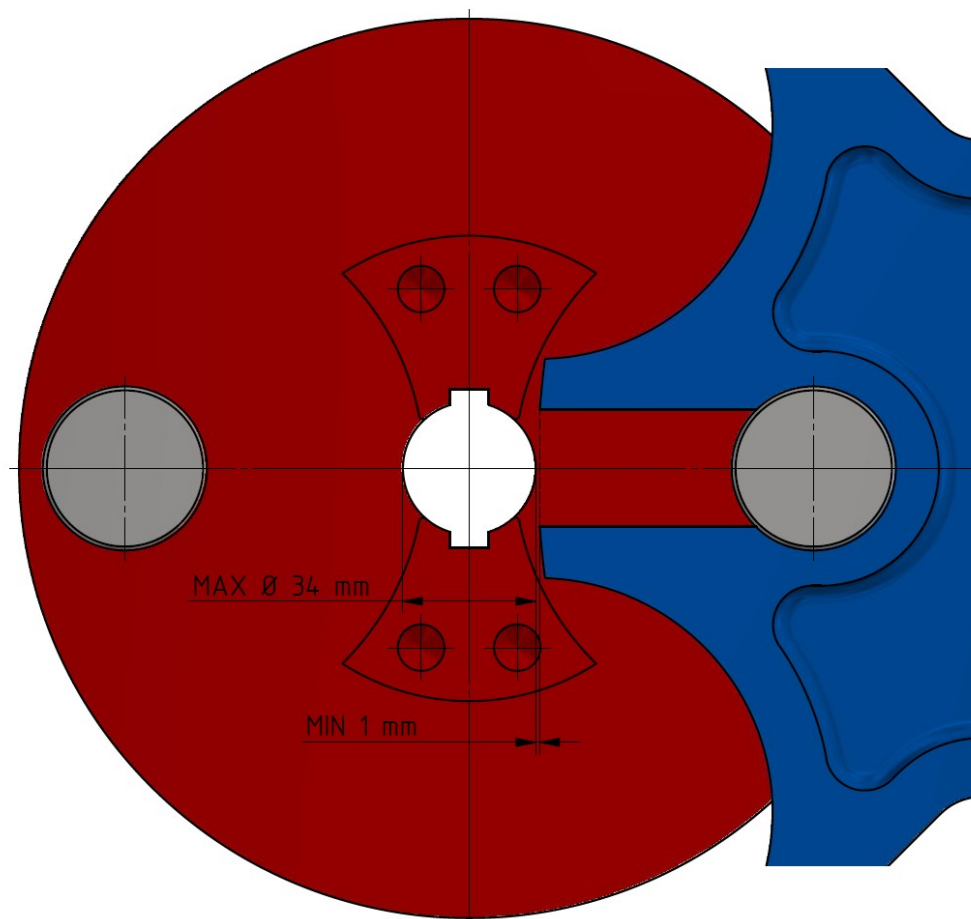
Výpočet trvanlivosti v provozních hodinách podle modifikované rovnice

$$L_{nmh} = \frac{10^6}{60 \cdot n_{psk}} \cdot L_{nm} = \frac{10^6}{60 \cdot 22,74} \cdot 97,46 \doteq 71\,430,7 \text{ hod} \quad (7.30)$$

Výsledná trvanlivost je vyhovující pro zařízení s přerušovaným provozem s velkou provozní spolehlivostí. Všechny grafy a tabulky potřebné k určení výpočtových součinitelů viz [21].

## 7.7 Návrh hřídele hnacího členu

Vzhledem k omezené možnosti volby průměru hřídele z důvodu navrženého maltézského mechanismu (kapitola 6.1) je nutné průměr zvolit s ohledem na tyto omezující podmínky. V místě, kde je čep hnacího členu MM nejbližší ke středu maltézského kříže dochází k přiblížení jeho hrany k hřídeli hnacího členu viz obr. 7.8. Další omezující podmínkou při návrhu hřídele je rozložení dvojice drážek pro pero po  $180^{\circ}$  z důvodu tvaru uzamykacího kotouče.



Obr. 7.8 – Záběr čepu hnacího členu do drážky maltézského kříže

### 7.7.1 Návrh průměru hřídele

Na základě návrhu geometrie MM (kapitola 6.2) a odměřených hodnot v programu Inventor [24] byl zvolen průměr hřídele hnacího členu  $d_{hč} = 34 \text{ mm}$ .

### 7.7.2 Výpočet pera

Hodnoty pera těsného zvoleny podle [5], pro předem navržený průměr hřídele hnacího členu  $d_{hč} = 34 \text{ mm}$ . Zvolena 2 pera, vůči sobě otočena o  $180^\circ$  z konstrukčních důvodů. Délka pera byla zvolena v doporučeném rozsahu  $l_p = 50 \text{ mm}$  [2]. Zvolené pero: PERO 10e7 x 8 x 50 ČSN 02 2562. Kontrola provedena podle [2] s dovoleným tlakem pro pero těsné a ocelový náboj  $p_d = 120 \text{ MPa}$ .

Síla na bok drážky

$$F_{1p} = \frac{M_{kkm}}{\frac{d_{hč}}{2} + \frac{t_1}{2}} = \frac{543,3 \cdot 10^3}{\frac{34}{2} + \frac{3,3}{2}} = 29\,131,4 \text{ N} \quad (7.31)$$

Kontrola pera na tlak

$$p_{1p} = \frac{F_{1p}}{S_{1p}} \leq p_D \quad (7.32)$$

$$p_{1p} = \frac{\frac{F_{1p}}{2}}{t_1 \cdot (l_p - b_p)} = \frac{\frac{29131,4}{2}}{3,3 \cdot (50 - 10)} = 110,35 \text{ MPa}$$

$110,35 < 120 \text{ MPa} \Rightarrow$  Zvolené pero **vyhovuje**

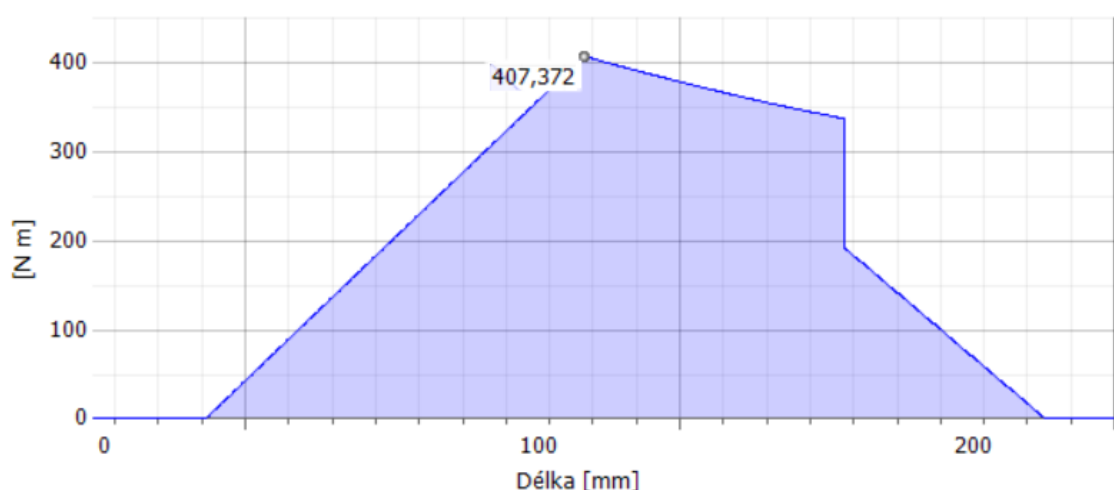
## 7.8 Kontrola hřídele na ohyb

Určení výpočtového průměru hřídele s ohledem na umístění drážek pro pera.

$$d_{hcv} = d_{hč} - 2 \cdot t = 34 - 2 \cdot 4,7 = 24,6 \text{ mm} \quad (7.33)$$

Určení maximálního ohybového momentu

Maximální ohybový moment byl určen pomocí programu Inventor [24].



Obr. 7.9 – Maximální ohybový moment na hřídeli hnacího členu

Z obrázku 7.9 je patrný maximální ohybový moment v místě působení síly od čepu hnacího členu maltéžského mechanismu  $M_{ohmax} = 407,372 \text{ N} \cdot \text{m}$ .

Kontrola hřídele na ohyb [10]

Materiál hřídele byl zvolen ČSN 11 700. Dovolené napětí v ohybu pro statické zatížení hřídele  $\sigma_{dh} = 230 \div 345 \text{ MPa}$ . Platí pro součinitele bezpečnosti  $1,5 \div 2$  viz [5].

$$\sigma_{oh} = \frac{M_{ohmax}}{W_{oh}} \leq \sigma_{dh} \quad (7.34)$$

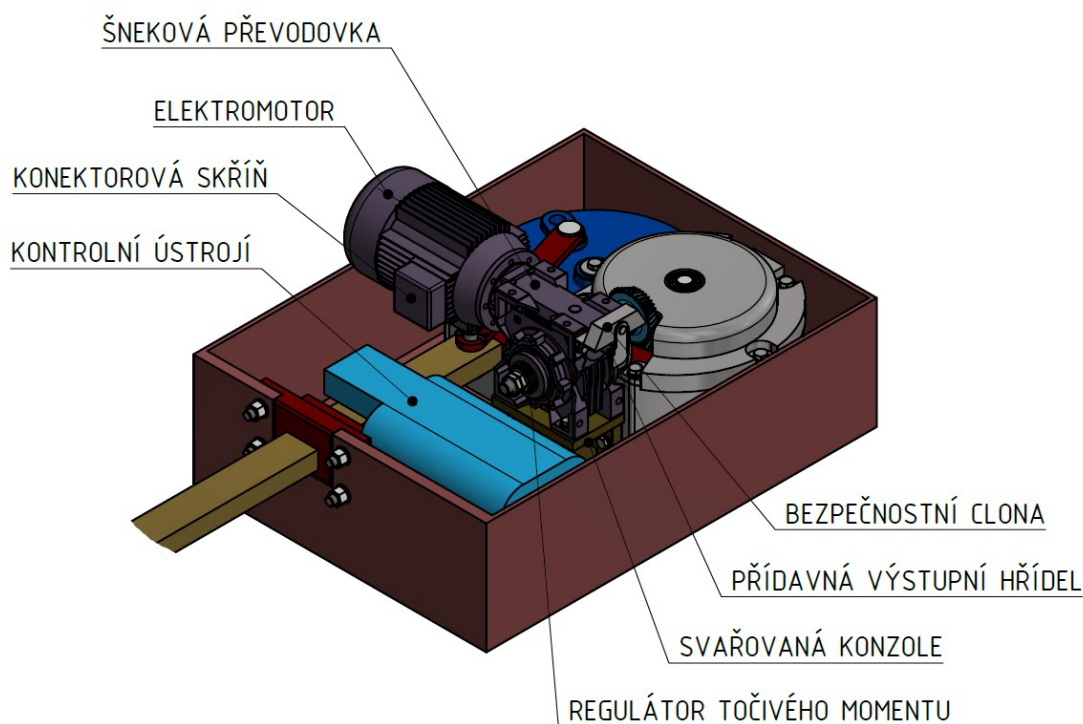
$$\sigma_{oh} = \frac{M_{ohmax}}{\frac{\pi \cdot d_{hcv}^3}{32}} = \frac{407372}{\frac{\pi \cdot 24,6^3}{32}} = 278,7 \text{ MPa}$$

$278,7 < 345 \text{ MPa} \Rightarrow$  Hřídel **vyhovuje**

## 8 POHON A PŘEVODOVKA

Pro přestavný mechanismus je důležité, aby převodovka zajistila jeho samosvornost, proto je zvolena převodovka šneková. Převodovka byla zvolena společně s elektromotorem od firmy VARVEL. Zvolená převodovka vyniká svojí velmi dobrou účinností v hodnotách nad 80 % [22]. Soustava motoru a převodovky je připevněna ke svařované konzoli a společně přišroubována k hlavní skříni. Pozice konektorové skříně je na straně kontrolního ústrojí pro zajištění jednoduchého rozvodu elektrické sítě viz obr. 8.1.

Převodovka je navíc vybavena přídatnou výstupní hřídelí s bezpečnostní clonou. Při odklopení clony klikového vypínače se motor elektricky odpojí. Po bezpečném odpojení motoru je obsluze umožněno ruční přestavení mechanismu pomocí kliky (kapitola 8.2.1) [16]. Dále je motor opatřen regulátorem točivého momentu TLI, který zajistí možnost nastavení přestavné síly mechanismu viz příloha H (kapitola 8.3). Kontrolní ústrojí snímá pozici PT. V případě nedovření konečné polohy je obsluha kolejiště okamžitě informována a jsou provedeny patřičné kroky k odstranění závady, případně mechanismus přestaven ručně.



Obr. 8.1 – Pohon a převodovka

### 8.1 Volba převodovky

Byla zvolena šneková převodovka firmy VARVEL řady RT s převodovým poměrem  $i_{\xi} = 15$  [22]. Převodovka je opatřena regulátorem momentu TLI, který je zabudován v převodovce. Dále je převodovka opatřena přídatnou hřídelí pro možnost ručního přestavování. Další informace o zvolené převodovce viz příloha H.



Obr. 8.2 – Šneková převodovka typu RT firmy VARVEL [22]

### 8.2 Volba elektromotoru

Byl zvolen 6 pólový asynchronní elektromotor [22]. Otáčky elektromotoru jsou  $n_m = 900 \text{ min}^{-1}$  viz příloha H. Volba 6 pólového motoru byla provedena z důvodu zajištění ručního přestavení v požadovaném čase viz kapitola 8.2.1. Základní výpočty dle [10].

Výpočet otáček na výstupu šnekové převodovky

$$n_{\xi} = \frac{n_m}{i_{\xi}} = \frac{900}{15} = 60 \text{ min}^{-1} \quad (8.1)$$

Skutečné otáčky hnacího členu maltézského mechanismu

$$n_{\text{psk}} = \frac{n_{\xi}}{u} = \frac{60}{2,6389} = 22,74 \text{ min}^{-1} \quad (8.2)$$

Převodový poměr kuželového soukolí  $u$  viz kapitola 7.1.

Skutečná doba přestavení

$$t_{psk} = \frac{\frac{9}{8} \cdot 60}{n_{psk}} = \frac{\frac{9}{8} \cdot 60}{22,74} = 2,97 \text{ s} \quad (8.3)$$

Určení potřebného výkonu motoru

$$P_{mš} = \frac{M_{kh} \cdot \omega_p}{\eta_k} = \frac{M_{kh} \cdot 2\pi \cdot \frac{n_{psk}}{60}}{\eta_k} = \frac{542,613 \cdot 2\pi \cdot \frac{22,74}{60}}{0,98} = 1,318,5 \text{ kW} \quad (8.4)$$

$$P_m = \frac{P_{mš}}{\eta_{šp}} = \frac{1,318,5}{0,88} = 1,498 \text{ kW} \quad (8.5)$$

Byl zvolen elektromotor s výkonem  $P_{mz} = 1,5 \text{ kW}$  [22].

Ostatní parametry elektromotoru viz příloha H.

Skutečný krouticí moment na hnací části maltézského mechanismu

$$M_{khm} = \frac{P_{mz} \cdot \eta_k \cdot \eta_{šp}}{2\pi \cdot \frac{n_{psk}}{60}} = \frac{1500 \cdot 0,98 \cdot 0,88}{2\pi \cdot \frac{22,74}{60}} = 543,3 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (8.6)$$

### 8.2.1 Doba ručního přestavení v případě poruchy

Maximální požadovaná doba přestavení je  $t_{rp} = 40 \text{ s}$  při  $n_k = 60 \div 100 \text{ min}^{-1}$ .

Minimální požadované otáčky

$$n_{rpmin} = \frac{t_{psk}}{t_{rp}} \cdot n_m = \frac{2,97}{40} \cdot 900 = 66,8 \text{ min}^{-1} \quad (8.7)$$

Minimální požadované otáčky pro přestavení v určitém čase jsou **vyhovující**.

Skutečná doba přestavování

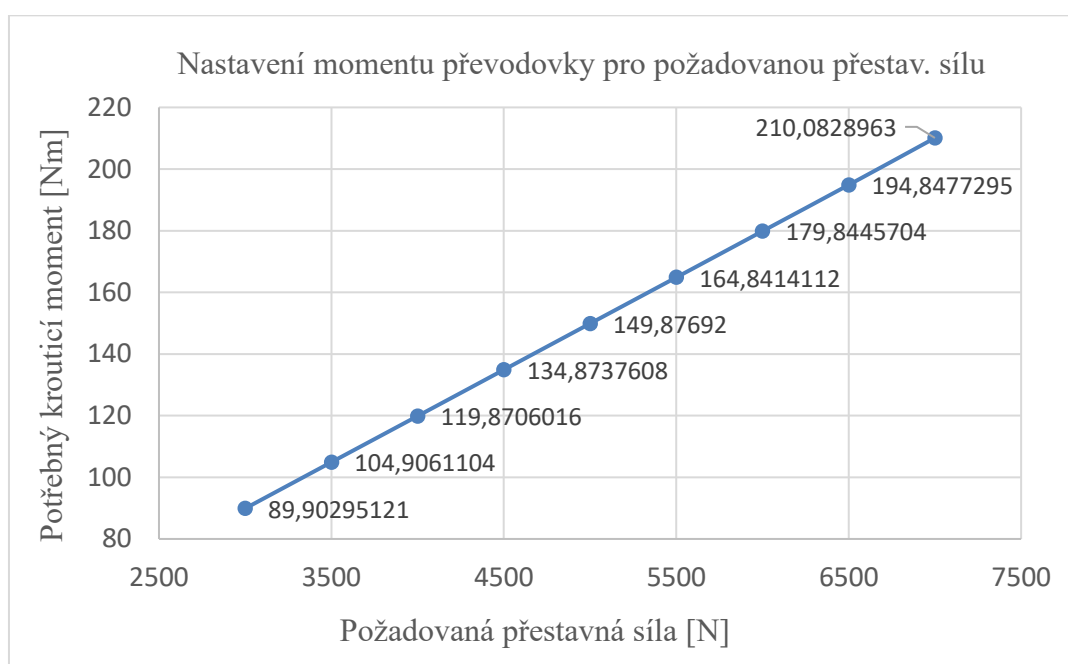
$$t_{rps} = \frac{t_{psk}}{n_{rp}} \cdot n_m = \frac{2,97}{(66,8 \div 100)} \cdot 900 = 40 \div 26,73 \text{ s} \quad (8.8)$$

Z výsledků vyplývá, že nejrychleji lze mechanismus ručně přestavit za 26,73 s při rychlosti otáčení kliky  $100 \text{ min}^{-1}$ .



### 8.3 Regulace momentu

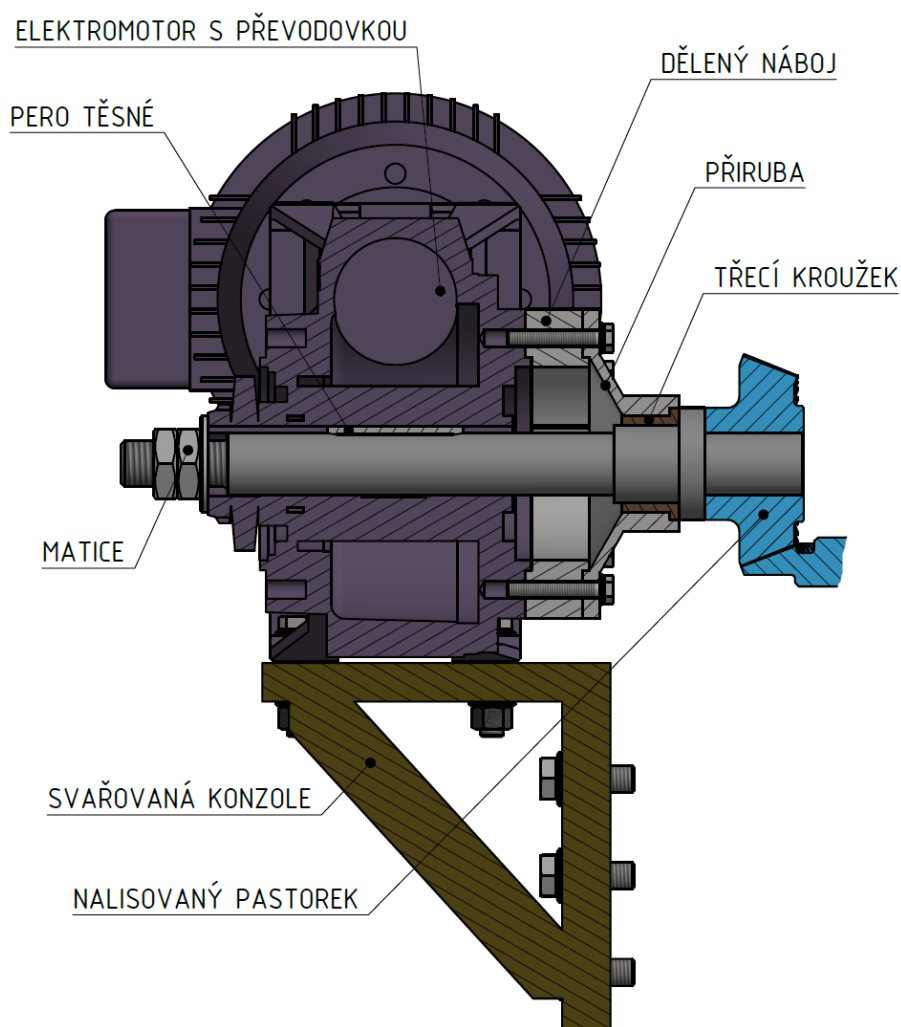
Přestavná síla musí být nastavitelná v rozmezí  $3 \div 7 \text{ kN}$ , proto je šneková převodovka opatřena regulátorem momentu TLI, který je zabudován uvnitř převodovky (příloha H). Regulátor navíc zajistí funkci spojky, takže v případě přetížení přestavníku nebude přenášen krouticí moment ze šnekové převodovky na kuželové soukolí. K přetížení může dojít například při výskytu překážky mezi jazyky a opěrnou kolejnicí. Regulátor momentu je dostupný z pravé strany převodovky viz příloha H a obrázek 8.1. Jednotlivé části mechanismu byly navrženy s ohledem na největší požadovanou sílu. Na obrázku 8.3 je znázorněn požadovaný krouticí moment na výstupu převodovky potřebný k zajištění zvolené přestavné síly (7.10). Závislost přestavné síly na krouticím momentu viz příloha C.



Obr. 8.3 – Regulace krouticího momentu převodovky

#### 8.4 Uložení výstupní hřídele převodovky

Šneková převodovka je opatřena průchozí dírou s drážkou pro pero. Při montáži je nejprve nasazena hřídel s nalisovaným pastorkem a přírubou s třecím kroužkem do otvoru převodovky. Následně je uloženo kuželové kolo na hřídel hnacího členu. Po uložení kuželového kola je hřídel povysunuta a pod přírubu jsou vloženy dělené náboje. Pod dělený náboj je možné přidat dělenou podložku pro vymezení polohy pastorku vůči kuželovému kolu [10]. Třecí kroužek slouží pouze jako pomocné vedení hřídele. Z druhé strany je hřídel zajištěna pomocí dvojce matic viz obr. 8.4.



*Obr. 8.4 – Uložení výstupní hřídele převodovky*

## 9 ZÁVĚR

Výsledkem diplomové práce je návrh přestavníku pro ovládání železniční výměny. Vlastní návrh je zobrazen na obrázku 4.1 a 4.2. Přestavník zajišťuje požadovaný zdvih přestavné tyče 170 mm. Zajišťuje také možnost přídatného zdvihu 80 mm pro podzávorování. Konstrukce přestavníku je navržena tak, aby zároveň zajišťovala funkci závěru pomocí maltézského mechanismu. Konečné polohy při přestavování jsou tak bezpečně zajištěny proti pohybu. Je zaručena celková doba přestavení v délce 3 s. Přestavník je jako celek uložen v základním rámu, který je částečně zabudován v zemi. V rámu je uvažován prostor pro implementaci kontrolního ústrojí.

Klikový mechanismus umožňuje převod rotačního pohybu maltézského kříže na posuvný pohyb přestavné tyče. Maltézský kříž vykonává pouze část otáčky pro zajištění požadovaného zdvihu. Čepy klikového mechanismu jsou navrženy s ohledem na maximální přestavnou sílu 7000 N. Byl proveden návrh a kontrola uložení maltézského kříže na hřídeli pomocí evolventního drážkování. Ložiska uložení maltézského kříže vyhovují statické kontrole provedené vzhledem k malému počtu otáček.

Maltézský mechanismus a jeho rozměry jsou navrženy s ohledem na nejvýhodnější charakteristiky zatížení v průběhu záběru čepů hnacího kola. Silové účinky působící na části maltézského mechanismu jsou odvozeny od průběhu sil v klikovém mechanismu. Maximální krouticí momenty a působící síly jsou určeny podle průběhů zatížení maltézského kříže ve všech kritických polohách záběru.

Kuželové soukolí je zvoleno za účelem přenosu krouticího momentu ze šnekové převodovky na hnací člen maltézského mechanismu. Je proveden výpočet geometrie a pevnostní kontrola zvoleného soukolí. Jsou určeny silové účinky působící na hřídel od kuželového soukolí a maltézského mechanismu. Hřídel hnacího členu je úspěšně navržena s ohledem na omezující možnosti volby průměru a rozložení per. Ložiska uložení jsou svojí životností vyhovující pro potřebu velké provozní spolehlivosti.

Šneková převodovka zajišťuje samosvornost zařízení. Převodovka je zvolena společně s 6 pólovým asynchronním elektromotorem na základě požadované přestavné síly. Pro zajištění možnosti regulace přestavné síly je převodovka opatřena regulátorem momentu TLI. Dále je vybavena přídatnou hřídelí pro možnost ručního přestavení v požadovaném čase. Výstupní hřídel převodovky je uložena s ohledem na požadované vymezení polohy kuželového pastorku.

Práce obsahuje sestavný výkres přestavníku a výrobní výkres hřídele hnacího členu. V diplomové práci je vyřešena daná problematika a úspěšně splněno zadání. Bylo dosaženo požadovaného rozsahu práce.

## POUŽITÁ LITERATURA

- [1] BOLEK, Alfréd a Josef KOCHMAN. *Části strojů 2. svazek 5. přeprac.* vyd. Praha: SNTL – Nakladatelství technické literatury, 1990. ISBN 80-03-00426-8.
- [2] DEJL, Zdeněk. *Konstrukce strojů a zařízení I: spojovací části strojů: návrh, výpočet, konstrukce.* Ostrava: Montanex, 2000. ISBN 80-7225-018-3.
- [3] HORYL, Petr. *Statika a dynamika [Horyl, 1988, záznam a]*. 1. vyd. Ostrava: Vysoká škola báňská, 1988.
- [4] JENSEY, Preben W. *Classical and Modern Mechanisms for Engineers and Inventors (Dekker Mechanical Engineering Series)*. 1. vyd. Minnesota: Marcel Dekker, 1991. ISBN 978-0824785277.
- [5] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření.* 4. dopl. vyd. Úvaly: Albra, 2008. ISBN 978-80-7361-051-7.
- [6] MAREK, Jiří. *Konstrukce CNC obráběcích strojů.* vyd. 2, přeprac., rozš. Praha: MM publishing, 2010. ISBN 978-80-254-7980-3.
- [7] MUMMELIN, Markku. *Railway Turnouts.* 1. vyd. Finland: Ratahallintokeskus, 2004. ISBN 952-445-096-8.
- [8] PLÁŠEK, O.; ZVĚŘINA, P.; SVOBODA, R.; MOCKOVČIAK, M. *Železniční stavby I.* Brno: Vysoké učení technické, Fakulta stavební, 2005.
- [9] PODEŠVA, Jiří. *Kinematika: soubor přednášek [Podešva, 2001, záznam a]*. 1. vyd. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2001. ISBN 80-7078-880-1.
- [10] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard Gordon BUDYNAS. *Konstruování strojních součástí.* 1. vyd. Editor Martin HARTL, editor Miloš VLK, přeložil Martin HARTL. V Brně: VUTUM, 2010. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [11] AŽD. VZ 200 – ČELIŠŤOVÝ VÝMĚNOVÝ ZÁVĚR. *azd.cz* [online]. [cit. 24. března 2018]. Dostupné z: <https://www.azd.cz/admin/files/Dokumenty/pdf/Produkty/Kolejove/40-VZ-200.pdf>
- [12] AŽD. EPK 600. *azd.cz* [online]. [cit. 24. března 2018]. Dostupné z: <https://www.azd.cz/admin/files/Dokumenty/pdf/Produkty/Kolejove/39-EPK600.pdf>
- [13] FILEMON, E. *Dynamic Analysis of Geneva Mechanisms with Special Consideration to Reverses of Pins* [online]. 1. vyd. Budapest: Periodica Polytechnica Mechanical Engineering, 1960. [cit. 8. dubna 2018]. Dostupné z: <https://pp.bme.hu/me/article/view/6359/5464>

- [14] MAZIVA PM. Průmyslové oleje. *maziva-pm.cz* [online]. [cit. 8. dubna 2018]. Dostupné z: <http://www.maziva-pm.cz./index.php?pg=product&id=165&col=7&par=27>
- [15] NETWORK RAIL. An Introduction to Switches and Crossings – Network Rail engineering education. *networkrail.co.uk* [online]. [cit. 24. března 2018]. Dostupné z: <https://www.youtube.com/watch?v=ZuR5QTlfOzk&>
- [16] PUBLI. Elektromotorický přestavník. *publi.cz* [online]. [cit. 24. března 2018]. Dostupné z: <https://publi.cz/books/147/09.html>
- [17] PUBLI. Prvky mechanického ZZ. *publi.cz* [online]. [cit. 24. března 2018]. Dostupné z: <https://publi.cz/books/147/02.html>
- [18] PUBLIC. Vnější části zabezpečovacích zařízení. *public.rfx.cz* [online]. [cit. 24. března 2018]. Dostupné z: <http://public.rfx.cz/Lienert/Vn%ECj%9A%ED%20%E8%E1sti%20zabezpe%EDch%20za%F8%EDzen%ED.pdf>
- [19] SKF Group. Bearings SKF. *skf.com* [online]. [cit. 6. dubna 2018]. Dostupné z: <http://www.skf.com/cz/products/product-tables/index.html>
- [20] SKF Group. Pokyny pro volbu krytovacích zařízení SKF. *skf.com* [online]. [cit. 6. dubna 2018]. Dostupné z: <http://www.skf.com/pages/jsp/catalogue-table.jsp?id=tc:151-129864>
- [21] SKF Group. Určení velikosti ložiska. *exvalos.cz* [online]. [cit. 6. dubna 2018]. Dostupné z: [http://www.exvalos.cz/soubory/File/Hlavni\\_katalog\\_SKF/6000\\_CS\\_00\\_03\\_Urceni%20velikosti%20loziska.pdf](http://www.exvalos.cz/soubory/File/Hlavni_katalog_SKF/6000_CS_00_03_Urceni%20velikosti%20loziska.pdf)
- [22] VARVEL. Worm gearboxes. *varvel.com* [online]. [cit. 6. dubna 2018]. Dostupné z: <http://www.varvel.com/en/p/worm-gearboxes>
- [23] ŽELPAGE. Trať Nikšić – Podgorica. *zelpage.cz* [online]. [cit. 24. března 2018]. Dostupné z: <http://www.zelpage.cz/zpravy/8954>
- [24] *Inventor* [zkušební verze programu]. Ver. Professional 2017, © 2016 Autodesk, Inc.

## SEZNAM PŘÍLOH

Příloha A:	Možnosti připevnění přestavníku s kuličkovým šroubem
Příloha B:	Detailní popis potřebných otáček maltézského mechanismu k přestavení
Příloha C:	Kompletní tabulky vztahů maltézského a klikového mechanismu
Příloha D:	Evolventní drážkování
Příloha E:	Ložisko uložení maltézského mechanismu
Příloha F:	Výsledné hodnoty kontroly kuželového soukolí
Příloha G:	Ložisko uložení hnacího členu
Příloha H	Základní informace o elektromotoru s převodovkou RT

Sestavný výkres navíječky	DP-POŽV-00
---------------------------	------------

Výrobní výkres válcového ložiskového domku	DP-POŽV-20
--	------------

Kompletní diplomová práce a výrobní dokumentace v daném rozsahu je v elektronické podobě uložena na CD.